

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

В. Я. ГИРШФЕЛЬД, Г. Н. МОРОЗОВ

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Издание второе, переработанное

Допущено Министерством энергетики и
электрификации СССР в качестве учебника
для энергетических и энергостроительных
техникумов



МОСКВА

ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1986

ББК 31.37

Г 51

УДК 621.311.22 (075.32)

Рецензент Московский энергетический техникум

Гиршфельд В. Я., Морозов Г. Н.

Г 51 Тепловые электрические станции: Учебник для техникумов. — 2-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1986 — 224 с.: ил.

Изложены теоретические основы проектирования тепловых электростанций как на органическом, так и на ядерном топливе. Приведены тепловые схемы электростанций, описано их основное и вспомогательное оборудование, даны основы их выбора и расчета. Значительное внимание уделено вопросам теплофикации и централизованного теплоснабжения. Рассмотрены вопросы надежной и безаварийной эксплуатации электростанций.

Первое издание вышло в 1973 г. Второе издание существенно переработано с учетом изменений в структуре топливно-энергетического комплекса страны.

Для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов.

Г 2303030000-357
051(01)-86 218-86

ББК 31.37

Веннамин Яковлевич Гиршфельд
Григорий Наумович Морозов

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Редактор В. Г. Фейман
Редактор издательства Т. И. Мушкетер
Технический редактор О. Д. Кузнецова
Корректор Л. С. Тимохова
ИБ № 357

Сдано в набор 02.10.85 Подписано в печать 30.12.85 Т-24561
Формат 70×100/16. Бумага типографская № 3 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 16,2 Усл. кр.-отт. 16,2 Уч.-изд. л. 19,52
Тираж 14 000 экз. Заказ 432 Цена 90 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли, 113054, Москва, М-54, Ваволя, 28

© Издательство «Энергия», 1973
© Энергоатомиздат. 1986, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

За 13 лет, прошедших с выхода в свет первого издания учебника, энергетика претерпела существенные количественные и качественные изменения. Значительно выросли мощности электростанций и единичные мощности агрегатов, производство электроэнергии. Соответственно возросло потребление топлива энергетикой. Топливо-энергетический комплекс поглощает до 40 % направляемых в промышленность капиталовложений.

В настоящее время СССР является единственной в мире индустриальной державой, обеспечивающей развитие своей экономики на собственных энергоресурсах. Однако за последнее время коренным образом изменилось географическое размещение основных топливных баз. Основной прирост добычи нефти, природного газа и угля достигается за счет восточных районов. Поэтому в X пятилетке основной прирост мощностей электростанций в европейской части СССР осуществлялся за счет атомных электростанций (АЭС). Эта линия продолжалась и в XI пятилетке.

Удовлетворить растущие потребности страны в топливе и энергии главным образом за счет всемерной экономии топливно-энергетических ресурсов, ускоренного развития атомной энергетики, газовой промышленности и добычи угля открытым способом — записано в «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года».

Второе издание учебника существенно переработано. Изменения

в учебнике вызваны необходимостью сообщить учащимся — будущим специалистам-теплоэнергетикам — знания, отражающие достижения научно-технического прогресса, привить им бережливое отношение к топливу и энергии.

Курс «Тепловые электростанции», в котором излагаются теоретические основы проектирования и эксплуатации тепловых электростанций (ТЭС), базируется на знаниях, полученных учащимися при изучении курсов «Теоретические основы теплотехники», «Паровые котлы», «Паровые турбины». Некоторые станционные вопросы учебной программой отнесены к перечисленным курсам и потому в данном учебнике не рассматриваются. К ним относятся топливоподача, золоулавливание, золоудаление.

Замечания и пожелания, высказанные преподавателями энергетических техникумов, были с благодарностью приняты авторами при работе над вторым изданием учебника. Авторы стремились поддерживать программы курса и полностью осветить ее содержание.

Материал учебника распределяется следующим образом: В. Я. Гиршфельдом написаны введение и гл. 1, 4, 5, 7, 10—12; Г. Н. Морозовым — гл. 2, 3, 6, 8, 9, 13—17.

Авторы выражают благодарность рецензенту и редактору и будут признательны всем читателям за замечания и пожелания по второму изданию учебника, которые следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзован наб, 10, Энергоатомиздат.

Авторы

В.1. Производство и потребление электроэнергии

Электрификация народного хозяйства СССР, провозглашенная В. И. Лениным и научно обоснованная в историческом плане ГОЭЛРО, неизменно развивается и занимает важнейшее место в планах экономического развития нашей страны. Все возрастающее использование электроэнергии в технологических процессах, на транспорте, в сельском хозяйстве и в бытовой технике приводит к неуклонному росту потребления и производства электроэнергии в СССР показан в табл. В.1.

План ГОЭЛРО был принят в 1920 г. К 1935 г. этот план был перевыполнен, на электростанциях была введена мощность 15 млн. кВт и по производству электроэнергии СССР вышел на третье место в мире. Послевоенный период характеризуется быстрым ростом производства электроэнергии преимущественно за счет строительства мощных ТЭС. В последний год X пятилетки (1980 г.) энергетика СССР достигла следующих показателей: годовая выработка электроэнергии — 1295 млрд. кВт·ч, в том числе

на ТЭС на органическом топливе — 81,2%; на гидравлических электростанциях (ГЭС) — 13,4%, на атомных электростанциях (АЭС) — 5,4%.

Теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) отпустили потребителям 4815 млн. ГДж (1150 млн. Гкал) теплоты.

При этом структура потребления электроэнергии, %, была следующей: промышленность и строительство — 55,2, транспорт — 7,9, сельское хозяйство — 8,4, быт — 12, собственные нужды электростанций и потери в сетях — 15.

В соответствии с Продовольственной программой, утвержденной на майском (1982 г.) Пленуме ЦК КПСС, быстрыми темпами растет потребление электроэнергии на технологические и бытовые нужды села. В 1980 г. годовой отпуск электроэнергии сельскому хозяйству составил 111 млрд. кВт·ч.

Рост электровооруженности села характеризуется ростом мощности электродвигателей в колхозах и совхозах:

Годы	1965	1975	1980	1985
млн. кВт . . .	11,5	46,2	68,1	84

Установленная мощность между тремя основными типами электро-

Таблица В.1. Установленная мощность и выработка электроэнергии на электростанциях СССР

Показатель	Годы								
	1913	1928	1937	1950	1965	1970	1975	1980	1984
Производство электроэнергии, млрд. кВт·ч	2,04	5,01	8,1	292,3	507	749	1038	1295	1493
Установленная мощность электростанций, млн. кВт	1,14	1,91	36,4	66,7	114,0	168	218	260,6	—

Таблица В.2. Добыча первичного топлива

Показатель	Добыча топлива за год*			
	1970	1975	1980	1985 (план)
Общая добыча первичного топлива, млн. т условного топлива (%)	1227 (100)	1551 (100)	1875 (100)	2180 (100)
В том числе:				
нефть и газовый конденсат, млн. т (%)	353 (41)	490,8 (44,7)	603 (45,9)	620 (41,8)
газ, млрд. м³ (%)	198 (19,4)	289 (22,2)	436,5 (27,5)	600 (33,6)
уголь, млн. т (%)	624,1 (35,9)	701 (30,2)	715 (25,2)	770 (22,9)
прочие (%)	(3,7)	(2,9)	(1,4)	(1,7)

* В скобках указана доля общей добычи в условном топливе.

станций в 1980 г. распределялась следующим образом: ТЭС — 196 млн. кВт (75,6 %), ГЭС — 52,3 млн. кВт (19,7 %), АЭС — 12,3 млн. кВт (4,7 %).

В XI пятилетке достигнут дальнейший рост выработки электроэнергии до 1493 млрд. кВт·ч в 1984 г., в том числе на АЭС — до 220—225 млрд. кВт·ч и на ГЭС — до 230—235 млрд. кВт·ч. Намечено в XII пятилетке выработать 1840—1880 млрд. кВт·ч электроэнергии, в том числе 390 млрд. кВт·ч на АЭС (21%).

В европейской части будут строиться мощные АЭС, в том числе с реакторами на быстрых нейтронах, а в восточных районах страны — конденсационные тепловые электростанции единичной мощностью 4—6 млн. кВт и гидроэлектростанции.

Предусматривается дальнейшая централизация теплоснабжения за счет сооружения мощных ТЭЦ на органическом и ядерном топливе, атомных станций теплоснабжения и крупных котельных. Намечается создание маневренных энергетических мощностей.

В XII пятилетке намечается демонтировать устаревшее оборудование мощностью 10 млн. кВт, модернизировать энергетическое оборудование мощностью не менее 25 млн. кВт.

Предусмотрено повышение производительности труда на 21—23%, снижение себестоимости электрической и тепловой энергии на 4—5%.

Мировое производство электроэнергии быстро возрастает. Так, в 1970 г. оно составило 6150 млрд. кВт·ч, в 1980 г. — около 9000 млрд. кВт·ч.

В.2. Энергоресурсы и топливный баланс

Развитие энергетики и рост капиталовложений в топливно-энергетический комплекс в значительной мере зависят от энергоресурсов страны и их географического расположения. Так, в СССР большая часть энергоресурсов находится в восточных районах страны, тогда как основные потребители электроэнергии размещены в европейской части. Это обстоятельство привело к преимущественному развитию АЭС в европейской части СССР начиная с X пятилетки. В то же время в восточных районах (Сибирь, Казахстан, Средняя Азия, Дальний Восток) сосредоточены энергоресурсы — дешевые угли (кузнецкие, экзобастульские, кайско-ачинские), природный и попутный газ, нефть, гидроресурсы, что обеспечивает создание мощных ТЭС и ГЭС. В табл. В.2 приведены данные о добыче основных видов первичных топливных ресурсов в СССР.

В XI пятилетке использование мазута на электростанциях должно снизиться с 115 до 90 млн. т, или на 22 %, газа — возрасти на 40 % и угля на 12 %.

Таблица В.3. Структура потребления топливно-энергетических ресурсов

Год	Вид топлива, %				
	Жидкое нефтяное	Газ	Твердое	Гидро-ресурсы	Ядерное
1970	19,3	19,3	42,7	18,2	0,5
1975	25	18,6	41,2	13,1	2,1
1980	27,9	18,2	32,5	15,3	6,1
1985	18,0	21,8	29,5	15,5	15,2
(план)					

Структура потребления топливно-энергетических ресурсов СССР характеризуется табл. В.3. Из табл. В.3 видно, что в X пятилетке доля жидкого топлива возросла, а твердого сократилась, хотя уже был взят курс на изменение этого соотношения в пользу увеличения доли твердого топлива. Это объясняется вводом уже строящихся ТЭС на жидком топливе и инерционностью топливно-энергетического комплекса.

Мировые энергетические ресурсы географически распределены неравномерно.

Промышленно развитые страны, включая США, вынуждены импортировать топливо, особенно жидкое. СССР полностью обеспечивает свою энергетику за счет собственных энергоресурсов, а кроме того, в значительной мере и социалистические страны — члены СЭВ. СССР, развивая взаимовыгодные экономические связи, экспортирует в Западную Европу нефть, природный газ и электро-энергию.

В 1979 г. мировое потребление энергоресурсов составило 10 млрд. т. условного топлива.

По данным XI Мировой энергетической конференции, происходившей в Мюнхене в 1980 г., общее количество ресурсов органического топлива в мире составляет 13 тыс. млрд. т условного топлива, из которых 83 % приходится на уголь. При этом надо учесть, что коэффициенты извлечения, выражающие долю топлива, которую экономически целесообразно из-

влекать из недр, составляют 0,25 для угля и 0,35 для нефти.

Быстрый рост добычи топлива в мире не может продолжаться бесконечно из-за ограниченности мировых ресурсов. Поэтому в СССР и в других промышленно развитых странах взят курс на использование на АЭС ядерного горючего — сначала на АЭС на тепловых нейтронах, затем на АЭС на быстрых нейтронах с реакторами-размножителями.

Овладение управляемым термоядерным синтезом откроет путь термоядерным электростанциям с практически неограниченными энергоресурсами. Большое внимание уделяется во всем мире нетрадиционным источникам энергии — солнечной и ветровой, геотермальной, энергии морских приливов, которые, однако, в ближайшие годы не смогут занять существенно-го места в энергетике.

В.3. Энергетическая программа СССР на длительную перспективу

В соответствии с решениями XXVI съезда КПСС и ноябрьского (1982 г.) Пленума ЦК КПСС была разработана Энергетическая программа СССР на длительную перспективу.

Энергетическая программа СССР исходит из предварительных расчетов развития экономики СССР до 2000 года и определяет научно обоснованные принципы, главные направления и важнейшие мероприятия по расширению энергетической базы и дальнейшему качественному совершенствованию топливно-энергетического комплекса страны.

Реализация энергетической программы СССР является одним из необходимых условий для ускорения перевода экономики страны на интенсивный путь развития, позволит существенно увеличить энерго-вооруженность отраслей народного хозяйства, особенно агропромышленного комплекса, и будет

содействовать успешному выполнению Продовольственной программы СССР.

Основные положения Энергетической программы СССР предусматривают:

проведение активной энергосберегающей политики на базе ускоренного научно-технического прогресса во всех звеньях народного хозяйства и в быту, всемерную экономию топлива и энергии, обеспечение на этой основе значительного снижения удельной энергоёмкости национального продукта;

ускорение технического прогресса в отраслях топливно-энергетического комплекса, а также в машиностроительных и других смежных отраслях промышленности, поставляющих этому комплексу оборудование, машины и материалы;

обеспечение опережающих темпов роста производства электроэнергии по сравнению с темпами роста добычи и производства первичных энергетических ресурсов; ускоренное развитие газовой промышленности для удовлетворения внутренних потребностей страны и нужд экспорта;

обеспечение стабильно высокого уровня добычи нефти, в том числе за счет повышения нефтеотдачи пластов;

заблаговременную подготовку промышленных запасов топлива, и особенно нефти, резкое увеличение объема и повышение эффективности разведочного бурения на нефть, в первую очередь в наиболее перспективных районах;

обеспечение роста ресурсов и моторных топлив, прежде всего за счет увеличения объема и глубины переработки нефти, при одновременном сокращении расхода мазута электростанциями, а также путем широкого использования в качестве моторных топлив сжатого и сжиженного природного газа и организации по мере решения научно-технических проблем производства синтетических моторных

топлив из газа, угля и горючих сланцев;

форсированное развитие ядерной энергетики для производства электрической и тепловой энергии и выискождения на этой основе значительного количества органического топлива;

строительство в качестве маневренных мощностей гидроаккумулирующих электростанций в европейской части страны;

развитие угольной промышленности преимущественно за счет увеличения добычи угля открытым способом в восточных районах и ускоренное строительство мощных тепловых электростанций, использующих эти угли;

экономически оправданное комплексное освоение гидроэнергетических ресурсов Сибири, Дальнего Востока и Средней Азии;

создание технической и материальной базы для широкого использования реакторов на быстрых нейтронах, вторичного ядерного горючего, тория и его соединений, энергии термоядерного синтеза, а также нетрадиционных возобновляемых источников энергии, в том числе солнечной, геотермальной, приливной, ветровой энергии и биомассы;

оптимальное сочетание различных способов транспортировки в европейскую часть страны большого количества энергетических ресурсов из восточных районов, главным образом из Сибири, где будет обеспечен основной прирост объема добычи органического топлива;

повышение надежности топливно-энергоснабжения путем создания необходимых резервов производственных мощностей в отраслях топливно-энергетического комплекса;

обеспечение в необходимых количествах экспорта топлива и электроэнергии, в первую очередь для решения совместных с братскими социалистическими странами энергетических проблем, а также

для эффективного участия в международном разделении труда.

Решения апрельского (1985 г.) Пленума ЦК КПСС и совещания в ЦК КПСС в июне 1985 г. по вопросам ускорения научно-технического прогресса поставили перед энергетикой страны первоочередные задачи: замена устаревшего оборудования на многих электростанциях, перерасходующих топливо; повышение надежности энергоблоков, аварийный простой которых приводит к недоотпуску электроэнергии народному хозяйству; повышение качества энергетического оборудования, снижение его металлоемкости, доведение его показателей до уровня лучших мировых образцов.

В.4. Электрические станции и энергетические системы

В.4.1. Типы электростанций и электроэнергетические системы

Выше уже отмечалось, что источниками электроэнергии являются тепловые, гидравлические и атомные электростанции. На всех электростанциях двигателями являются турбины: на ТЭС — паровые и в небольшом количестве газовые, на АЭС — паровые, на ГЭС — гидравлические. Таким образом, и ТЭС, и АЭС являются паротурбинными электростанциями и отличаются видом топлива: на ТЭС — органическое, на АЭС — ядерное. ТЭС и АЭС разделяются на конденсационные электростанции (КЭС), на которых электрические генераторы приводятся во вращение посредством конденсационных турбин, и ТЭЦ, на которых установлены теплофикационные турбины с регулируемым отбором пара для отпуска теплоты потребителям. Теплоэлектроцентраль отпускает электроэнергию в общую электрическую сеть и теплоту — в местную сеть теплоснабжения. Таким образом, и КЭС, и ТЭЦ работают на общую электрическую сеть, образуя энергетическую си-

стему, обеспечивающую электроснабжение некоторого района. Объединение электростанций в энергосистемы означает концентрацию производства и централизацию распределения электроэнергии, что было предусмотрено еще планом ГОЭЛРО.

Объединение электростанций энергосистемы позволило непрерывно наращивать единичные мощности агрегатов на электростанциях при умеренных величинах необходимого аварийного резерва. Отдельные энергосистемы объединены в объединенные энергетические системы (ОЭС). Так, в европейской части имеются ОЭС Центра, Северо-Запада, Юга. В 70-е годы было продолжено создание Единой энергетической системы СССР (ЕЭС СССР), мощность которой составила в 1984 г. 254 млн. кВт.

Энергетические системы имеют централизованное диспетчерское управление, распределяющее суммарную электрическую нагрузку между отдельными электростанциями. Таким образом, формируется суточный график нагрузки каждой электростанции, который определяется суточным графиком потребления электроэнергии для энергосистемы.

Мощность источников электроэнергии энергосистемы должна быть равна потребляемой мощности плюс мощность собственных нужд электростанций и плюс, мощность, затрачиваемая на технологические нужды в линиях электропередачи. Непрерывные нарушения этого равенства из-за изменений потребления или генерации электроэнергии приводят к непрерывным колебаниям частоты в энергосистеме. Эти отклонения частоты должны укладываться в пределы $\pm 0,1$ Гц.

В.4.2. Графики электрической нагрузки

Потребляемая мощность меняется в течение суток, что объясняется переменным характером потребления и его структурой. Основную нагрузку дает промышленное потреб-

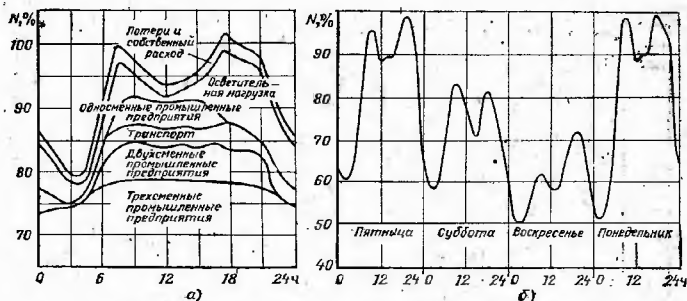


Рис. В.1. Суточные графики электрической нагрузки энергосистемы:
а — формирование суточного графика нагрузки энергосистемы; б — графики нагрузки по дням недели

ление электроэнергии, которое складывается из потребления односменных, двухсменных и трехсменных предприятий.

Большая доля двухсменных предприятий предопределяет ночной провал электрической нагрузки. Это обстоятельство усиливается бытовой электрической нагрузкой, имеющей пиковый характер. Суточный график электрической нагрузки энергосистемы отличается также по дням недели (рабочий и нерабочий день) и по времени года. Наибольшая электрическая нагрузка имеет место осенью и зимой (осенне-зимний максимум), т. е. в период отопительного сезона. На рис. В.1 показаны суточные графики электрической нагрузки энергосистемы, причем показана разница по дням недели. В субботу график промежуточный между пятницей (рабочий день) и воскресеньем.

На рис. В.1,а показано формирование суточного графика электрической нагрузки рабочего дня как суммы нагрузки различных категорий потребителей. В базе суточного графика нагрузки лежат потребление трехсменных предприятий. В результате наложения потребления двухсменных и односменных предприятий и нагрузки, имеющей пиковый характер, получается харак-

терный суточный график электрической нагрузки энергосистемы с ночным провалом, последующим утренним быстрым ростом нагрузки до утреннего пика, дневным неглубоким провалом, и последующим вечерним пиком, после которого следует быстрый спад нагрузки. Параллельная работа электростанций энергосистемы помогает покрывать этот переменный суточный график электрической нагрузки.

Для обеспечения утреннего и особенно вечернего максимумов подключаются пиковые электростанции, в часы ночного провала электрической нагрузки часть турбин и соответственно котлов разгружается и несет минимальную технически допустимую нагрузку (технический минимум), часть турбин и котлов выводится в резерв.

Таким образом, суммарная электрическая нагрузка распределяется между электростанциями энергосистемы с учетом их маневренности, т. е. способности к работе по переменному графику нагрузки, и тепловой экономичности.

В базе суточного графика энергосистемы размещаются ТЭЦ и АЭС, разгрузка которых неэкономична и технически ограничена (особенно АЭС).

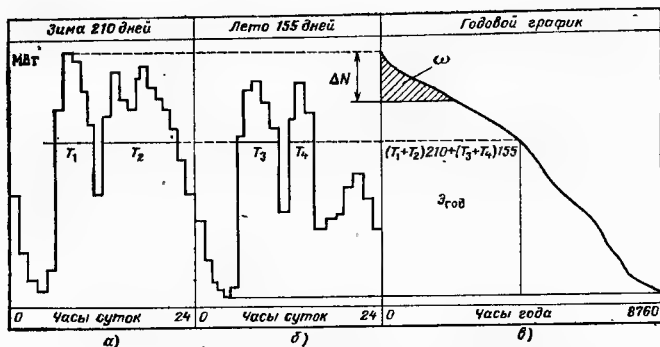


Рис. В.2. Суточный график электрической нагрузки энергоблока:

а — зимний день; б — летний день; в — построение годового графика электрических нагрузок по продолжительности

На рис. В.2.а,б приведен характерный суточный график электрической нагрузки энергосистемы в зимний и летний дни. На рис. В.2.в показан годового график продолжительности электрических нагрузок, который строится по суточным графикам нагрузки, — зимнему и летнему, рабочего и нерабочего дней. Годовой график электрических нагрузок по продолжительности (график Росандера) описывается формулой

$$N/N_{\max} = 1 - (1 - f_0) (\tau/\tau_{\text{год}})^{\lambda}. \quad (\text{В.1})$$

Здесь N , $N_{\max}$ — текущее и максимальное значение мощности; τ , $\tau_{\text{год}}$ — текущее и годовое (8760 ч) время;

$$f_0 = N_{\min}/N_{\max};$$

$$\lambda = (f - f_0)/(1 - f_0). \quad (\text{В.2})$$

f — коэффициент годовой нагрузки.

Годовое потребление электрической энергии равно площади под кривой на графике Росандера:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \int_0^{\tau_{\text{год}}} N d\tau = f N_{\max} \tau_{\text{год}}$$

В.4.3. Анализ топливноиспользования в энергосистеме

Работа энергосистемы характеризуется годовым отпуском электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{отп}}$, годовым расходом топлива $B_{\text{год}}$ в тоннах условного топлива, удельным расходом топлива на отпущенный 1 МВт·ч

$$b_c^{\text{отп}} = B_{\text{год}}/\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{отп}}. \quad (\text{В.3})$$

Значение $b_c^{\text{отп}}$ является средним удельным расходом топлива по энергосистеме, следовательно, есть электростанции, имеющие удельный расход выше или ниже среднего.

Рассмотрим вопрос о влиянии работы электростанций, входящих в энергосистему, на средний удельный расход топлива по энергосистеме $b_c^{\text{отп}}$. Для этого сравним показатели рассматриваемого года с показателями предыдущего (базового) года. Изменение расхода топлива по i -й электростанции

$$\Delta b_i = b_{pi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{bi} - b_{б.с} (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}), \quad (\text{В.4})$$

где b_{pi} , b_{bi} , $b_{б.с}$ — удельные расходы топлива по i -й электростанции за рассматриваемый и базовый годы и по энергосистеме за базовый год;

$\mathcal{E}_{pi}, \mathcal{E}_{bi}$ — отпуск электроэнергии по i -й электростанции за рассматриваемый и базовый годы.

Величина $b_{б.с}(\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi})$ введена в (В.4), чтобы привести рассматриваемый и базовый годы к одинаковому отпуску электроэнергии по i -й электростанции $\mathcal{E}_{pi}$, причем дополнительный отпуск электроэнергии $\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}$ берется со среднесистемным удельным расходом по энергосистеме за базовый год $b_{б.с}$. К выражению (В.4) прибавим и из него вычтем значение $b_{bi} \mathcal{E}_{pi}$ получим

$$\begin{aligned} \Delta B_i &= b_{pi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{bi} - b_{б.с} \mathcal{E}_{pi} + \\ &+ b_{б.с} \mathcal{E}_{bi} + b_{bi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{pi} = \\ &= (b_{pi} - b_{bi}) \mathcal{E}_{pi} + (b_{bi} - b_{б.с}) \times \\ &\times (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}). \end{aligned} \quad (B.5)$$

Из выражения (B.5) следует, что изменение расхода топлива по i -й электростанции за рассматриваемый год складывается из двух составляющих:

$$\Delta B_{\text{тех } i} = (b_{pi} - b_{bi}) \mathcal{E}_{pi};$$

$$\Delta B_{\text{стр } i} = (b_{bi} - b_{б.с}) (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}).$$

Первая составляющая $\Delta B_{\text{тех } i}$ выражает изменение расхода топлива по i -й электростанции за счет изменения удельного расхода топлива с b_{bi} на b_{pi} , отражающего техническое совершенствование оборудования.

Вторая составляющая $\Delta B_{\text{стр } i}$ — это изменение расхода топлива i -й электростанцией за счет изменения отпуска электроэнергии, что означает перераспределение нагрузки между электростанциями энергосистемы, т. е. изменение структуры выработки электроэнергии в энергосистеме в рассматриваемом году.

Разделим все слагаемые (B.5) на значение $\mathcal{E}_{pi}$ и перейдем к изменению удельного расхода топлива:

$$\begin{aligned} \Delta b_i &= (b_{pi} - b_{bi}) \delta_{pi} - (b_{bi} - b_{б.с}) \times \\ &\times (\delta_{pi} - \delta_{pi} \psi), \end{aligned} \quad (B.6)$$

где

$$\delta_{pi} = \mathcal{E}_{pi} / \mathcal{E}_{pi}; \quad \psi = \mathcal{E}_{bi} / \mathcal{E}_{pi}.$$

Таким образом, снижение удельного расхода топлива энергосистемы

определяется как снижением удельных расходов топлива на электростанциях, так и увеличением загрузки более экономичных электростанций и снижением загрузки менее экономичных. Поэтому в часы провала графика электрической нагрузки и в нерабочие дни следует разгружать и выводить в резерв менее экономичные электростанции.

В соответствии с «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей» [8] разгрузка неэкономичного оборудования осуществляется по принципу относительных приростов расходов топлива (см. гл. 1).

В.4.4. Надежность электроснабжения и аварийный резерв в энергосистеме

Расчетная надежность электроснабжения равна единице минус отношение расчетного недоотпуска электроэнергии за год к расчетному годовому потреблению электроэнергии. Недоотпуск электроэнергии обусловлен отказами оборудования или линий электропередачи. Отказом в работе называется событие, заключающееся в нарушении работоспособности оборудования электростанций, электрической или тепловой сети энергосистемы. Отказы в зависимости от характера нарушения, степени повреждения и величины недоотпуска электрической и тепловой энергии учитываются как аварии, отказы в работе I степени, отказы в работе II степени и потребительские нарушения.

Аварии делятся на станционные, электросетевые, теплосетевые и системные. Исследование и учет отказов и аварий регламентированы специальной инструкцией Минэнерго СССР.

При выходе из строя мощности ΔN недоотпуск электроэнергии может произойти только в часы пиковой нагрузки и притом незначительный, что видно из суточного графика электрической нагрузки рис. В.1. Годовой недоотпуск электроэнергии из-за выхода из строя мощности ΔN показан на годовом графике продолжительности электрической нагрузки (рис. В.2, в). Этот недоотпуск соответствует площадке ω . Величина ω может быть подсчитана по ΔN и с помощью выражения (B.1). Разделив ω на $\mathcal{E}_{год}$, получим

$$\bar{\omega} = \omega / \mathcal{E}_{год} = a (\Delta N / N_c)^{1/(1+\psi)}, \quad (B.7)$$

где

$$a = 1 / [f(1/\lambda + 1)(1 - f_0)^{1/\lambda}]. \quad (B.7a)$$

Недоотпуск электроэнергии из-за отказа оборудования может быть компенсирован вводом в действие аварийной резервной мощности энергосистемы. Относительное

значение аварийного резерва в энергосистеме при равной надежности электроснабжения зависит от мощности энергосистемы, единичных мощностей турбин и надежности оборудования. Разберем методику оценки значения аварийного резерва в энергосистеме при принятом уровне надежности электроснабжения. Количественно надежность оборудования характеризуется коэффициентом готовности по времени

$$K_{\text{гот}} = \tau_{\text{раб}} / (\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{ав}}), \quad (\text{В.8})$$

где $\tau_{\text{раб}}$ — время исправной работы оборудования в течение года, ч; $\tau_{\text{ав}}$ — время аварийного простоя в течение года, затрачиваемое на восстановительный ремонт, ч. Применяется также характеристика, называемая аварийностью:

$$q = \tau_{\text{ав}} / (\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{ав}}). \quad (\text{В.9})$$

Очевидно, что $K_{\text{гот}} + q = 1$.

Если в энергосистеме имеется n одинаковых энергоблоков, то можно записать

$$K_{\text{гот}}^{\text{бл}} + q_{\text{бл}} = 1,$$

или

$$(K_{\text{гот}}^{\text{бл}} + q_{\text{бл}})^n = 1. \quad (\text{В.10})$$

Из бинома (В.10) получаем выражение вероятности выхода из строя нескольких блоков m из общего числа n :

$$q_m^n = \frac{n!}{m! (n-m)!} q_{\text{бл}}^m (K_{\text{гот}}^{\text{бл}})^{n-m}. \quad (\text{В.11})$$

По оценкам значений $q_{\text{бл}}$ и $K_{\text{гот}}^{\text{бл}}$ можно подсчитать q_m^n для разных m .

Наступление отказов оборудования имеет случайный, т. е. вероятностный характер. Математическая теория надежности базируется на теории вероятности. Поэтому мы говорим о вероятностном недоотпуске электроэнергии из-за отказов оборудования, величина которого равна $\omega_1 q^{(1)}_n$, $\omega_2 q^{(2)}_n$ и

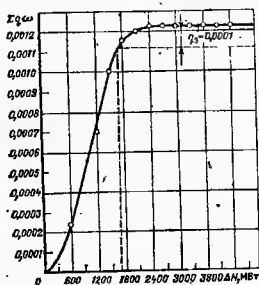


Рис. В.3. Интегральная кривая вероятного недоотпуска электроэнергии

в сумме $\sum_{i=1}^n \omega_i q^{(i)}_n$. Рассчитав значения ве-

роятностного недоотпуска при одновременном отказе разного числа энергоблоков, построим интегральную кривую вероятного аварийного недоотпуска электроэнергии. Поскольку с ростом m вероятность одновременного отказа блоков резко снижается, произведение ωq^m также уменьшается и кривая быстро достигает насыщения и приближается к прямой. На рис. В.3 показаны интегральная кривая вероятного недоотпуска электроэнергии и графический метод определения аварийного резерва по заданному значению расчетного недоотпуска электроэнергии. Чем выше мощность энергосистемы, тем меньший процент аварийного резерва требуется для обеспечения той же надежности электроснабжения.

При возникновении системных аварий возможно возникновение дефицита мощности (например, при отключении ВЛ) и падение частоты. Падение частоты в подобной аварийной ситуации тормозится механической инерцией вращающихся масс турбин и генераторов, саморегулированием потребителей (снижение потребления при снижении частоты) и реализацией вращающегося резерва на ТЭС. Способность мгновенно реализовать часть вращающегося резерва характеризует мобильность ТЭС. При снижении частоты в энергосистеме ниже установленного уронни должна действовать автоматическая частотная разгрузка.

ВОПРОСЫ К ВВЕДЕНИЮ

1. Как изменилась структура потребления топливно-энергетических ресурсов.
2. В чем заключаются основные задачи энергетик СССР в XII пятилетке?
3. Каковы тенденции в изменении топливного баланса ТЭС?
4. Что дает создание ЕЭС?
5. В чем отличие суточного графика электрической нагрузки энергосистемы рабочего и нерабочего дней?
6. Определите значение аварийного резерва при надежности электроснабжения 0,999 для энергосистемы, состоящей из однотипных энергоблоков 200 МВт ($n=20$; $K_{\text{гот}}=0,96$; $f=0,7$; $f_0=0,5$).
7. Проанализируйте изменение удельного расхода топлива энергосистемы, состоящей из трех электростанций, по данным:

Электростанция	Базовый год		Рассматриваемый год	
	кг/(МВт·ч)	млн. МВт·ч	кг/(МВт·ч)	млн. МВт·ч
Первая	0,250	2,5	0,245	2,7
Вторая	0,342	3,2	0,334	3,3
Третья	0,362	2,3	0,354	2,1
Система	0,319	8,0	0,311	8,6

Технологические схемы и экономическая эффективность тепловых электростанций

1.1. Технологические схемы ТЭС и АЭС

Цепочка технологических процессов от доставки топлива на ТЭС до выдачи электроэнергии отображена на технологической схеме рис. 1.1.

Доставка твердого топлива осуществляется по железной дороге в специальных полувагонах (четырёхосные грузоподъемностью 63 т, шестисосные — 93 т и восьмисосные — 125 т). Полувагоны с углем взвешивают на железнодорожных весах. В зимнее время полувагоны с углем пропускают через размораживающий тепляк, в котором осуществляется прогрев стенок полувагона подогретым воздухом. Далее полувагон заталкивается в разгрузочное устройство — вагонопрокидыватель 1, в котором он поворачивается вокруг продольной оси на угол около 180°; уголь сбрасывается на решетки, перекрывающие приемные бункера 2. Уголь из бункеров подается питателями на транспортер, по которому поступает в узел пересыпки 3; отсюда подается транспортерами либо на угольный склад 4, либо через дробильное отделение 5 в бункера сырого угля котельной 6, в которых может также доставляться с угольного склада.

Весь этот топливный тракт вместе с угольным складом относится к системе топливоподачи, которую обслуживает персонал топливно-транспортного цеха ТЭС. Размол дробленого угля осуществляется в мельнице 7 с непосредственным вдуванием пылевоздушной смеси через горелки в топку. Предварительно подогретый в воздухоподогревателе 8 воздух, нагнетаемый дутьевым вентилятором 9, подается частично в мельницу (первичный воздух) и частично — непосредственно к горелкам (вторичный воздух). Дутьевой вентилятор засасывает воздух через воздухозаборный короб либо из верхней части котельного отделения (летом), либо извне главного корпуса (зимой). Широко распространен калориферный подогрев воздуха паром или горячей водой перед подачей его в воздухоподогреватель.

Пылеугольные котлы обязательно имеют также растопочное топливо, обычно мазут. Мазут доставляется в железнодорожных цистернах 10, в которых он перед сливом разогревается паром. Разогретый мазут сливается по обогреваемому межрельсовому лотку 11 в приемный резервуар 12, из которого перекачивающими насосами 13 подается в основной резервуар 14. Насосом

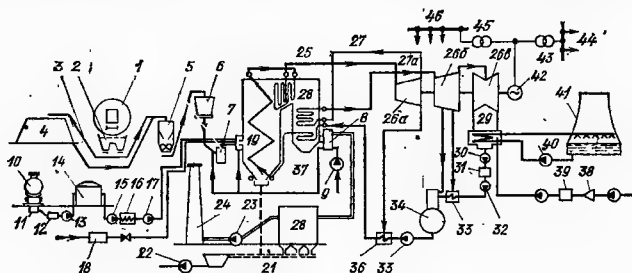


Рис. 1.1. Технологическая схема ТЭС

первого подъема 15 мазут прокачивается через подогреватель 16; обогреваемые паром, после которых насосом второго подъема 17 подается к мазутным форсункам. Расстоичным топливом может быть также природный газ, поступающий из газопровода через газорегулировочный пункт 18 в котельную.

На ТЭС, сжигающих газомазутное топливо, топливное хозяйство значительно упрощается по сравнению с пылеугольными ТЭС, отпадают угольный склад, дробильное отделение, система транспортеров, бункера сырого угля и пыли, а также система золоулавливания и золошлакоудаления.

На ТЭС, сжигающих твердое топливо в котлах с жидким шлакоудалением, зола сожженного в топке котла 19 топлива частично вытекает в виде жидкого шлака через летку пода топки, а частично уносится дымовыми газами из котла, улавливается затем в электрофильте 20 и собирается в бункерах летучей золы. Посредством смывных устройств шлак и летучая зола подаются в самотечные каналы гидрозолоудаления 21, из которых гидрозолошлаковая смесь, пройдя предварительно металлоуловитель и шлакодробилку, поступает в багерный насос 22, транспортирующий ее по золопроводам на золоотвал. Наряду с гидрозолоудалением находит применение пневмозолоудаление, при котором зола не смывается и может использоваться для приготовления строительных материалов.

Дымовые газы после золоуловителя дымососом 23 подаются в дымовую трубу 24. При работе котла под наддувом необходимость установки дымососов отпадает.

Подогретый пар из выходного коллектора пароперегревателя по паропроводу свежего пара 25 поступает в цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины 26а. После ЦВД пар по «холодному» паропроводу промежуточного перегрева 27 возвращается в котел и

поступает в промежуточный пароперегреватель 28, в котором перегревается вновь до температуры свежего пара или близкой к ней. По «горячей» линии промежуточного перегрева 27а пар поступает к цилиндру среднего давления (ЦСД) 26б, затем — в цилиндр низкого давления (ЦНД) 26в и из него — в конденсатор турбины 29.

Из конденсатосборника конденсатора конденсатные насосы I ступени 30 подают конденсат на фильтры-установки очистки конденсата 31, после которой конденсатным насосом второй ступени 32 конденсат прокачивается через группу подогревателей низкого давления (ПНД) 33 в деаэратор 34. В деаэраторе вода доводится до кипения и при этом освобождается от растворенных в ней агрессивных газов O_2 и CO_2 , что предотвращает коррозию в пароводяном тракте. Деаэрированная питательная вода из аккумуляторного бака деаэратора, питаемого насосом 35, подается через группу подогревателей высокого давления (ПВД) 36 в экономайзер 37. Тем самым замыкается пароводяной тракт, включающий в себя пароводяные тракты котла и турбинной установки.

В последние годы находит применение нейтральный-водный режим с дозированием газообразного кислорода во всасывающий коллектор конденсатных насосов II ступени. При этом прекращается дозировка в конденсат или питательную воду гидразина и аммиака, пары деаэратора закрываются.

Концентрация кислорода в воде 200—400 мкг/кг при высоком качестве обессоленного конденсата и отсутствии органических соединений обеспечивает образование пассивирующих окисных пленок в конденсатно-питательном тракте, на поверхности нагрева ПВД и парового котла. Применение этого метода на новых энергоблоках приведет к бездеаэраторной схеме.

Пароводяной тракт ТЭС является наиболее сложным и ответственным

ным, ибо в этом тракте имеют место наиболее высокие температуры металла и наиболее высокие давления пара и воды. Для обеспечения функционирования пароводяного тракта необходимы еще система приготовления и подачи добавочной воды на восполнение потерь рабочего тела и система технического водоснабжения ТЭС для подачи охлаждающей воды в конденсатор турбины.

Добавочная вода получается в результате химической очистки сырой воды; осуществляемой в специальных ионообменных фильтрах химводоочистки 38. Из бака обесколненной воды 39 добавочная вода перекачивающим насосом подается в конденсатор турбины.

Охлаждающая вода прокачивается через трубки конденсатора циркуляционным насосом 40 и затем поступает в башенный охладитель (градирию) 41, где за счет испарения вода охлаждается на тот же перепад температур, на который она нагрелась в конденсаторе. Система водоснабжения с градириями применяется преимущественно на ТЭЦ. На КЭС применяются системы водоснабжения с прудами-охладителями. При испарительном охлаждении воды выпар примерно равен количеству конденсирующегося в конденсаторах турбины пара. Поэтому требуется подпитка систем водоснабжения, обычно водой из реки.

Электрический генератор 42, вращаемый паровой турбиной, вырабатывает переменный электрический ток, который через повышающий трансформатор 43 идет на сборные шины 44 открытого распределительного устройства (ОРУ) ТЭС. К выводам генератора через трансформатор собственных нужд 45 присоединены также шины собственного расхода 46. Таким образом, системные нужды энергоблока (электродвигатели агрегатов собственных нужд — насосов, вентиляторов, мельниц и т. п.) питаются от генератора энергоблока. В особых случаях (аварийные ситуации, сброс

нагрузки, пуски и остановы) питание собственных нужд обеспечивается через резервный трансформатор с шин ОРУ.

Надежное электропитание электродвигателей агрегатов собственных нужд обеспечивает надежность функционирования энергоблоков и ТЭС в целом. Нарушения электропитания собственных нужд приводят к отказам и авариям.

Таким образом, описанная технологическая схема ТЭС представляет собой сложный комплекс взаимосвязанных трактов и систем: топливный тракт, система пылеприготовления, пароводяной тракт, газоз воздушный тракт, шлакозолоудаление, электрическая часть, система приготовления добавочной воды, система технического водоснабжения.

На рис. 1.2 приведена технологическая схема паротурбинной электростанции на ядерном горючем, т. е. атомной электростанции (АЭС). На схеме дана двухконтурная АЭС с водо-водяным энергетическим реактором (ВВЭР) на тепловых нейтронах. В парогенераторах АЭС подобного типа вырабатывается насыщенный водяной пар, который и направляется в специальные паровые турбины, работающие на насыщенном паре; для поддержания конечной влажности пара в допустимых пределах применяется осушение пара в промежуточном сепараторе в комбинации с промежуточным перегревом пара.

На рис. 1.2 штриховой линией отделена подверженная радиоактивности часть, включающая в себя оборудование 1 контура. Для защиты персонала АЭС от облучения атомный реактор, его вспомогательные установки, а также парогенераторы заключены в ограждения из специального бетона, которые носят название биологической защиты. Для обеспечения санитарных норм допустимой концентрации радиоактивных примесей в воздухе обслуживаемых (обслуживаемых только в период ремонта) и полу-

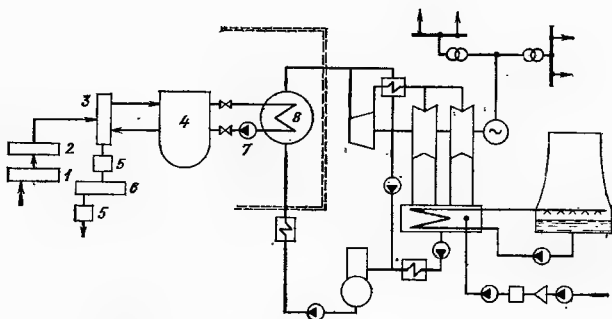


Рис. 1.2. Технологическая схема АЭС

обслуживаемых помещений на АЭС существует специальная технологическая вентиляция.

Вторичный контур АЭС включает в себя турбинные установки с паропроводами и вспомогательным оборудованием, системы водоснабжения и приготовления добавочной воды, электрическую часть.

Парогенераторы АЭС подобны испарителям, в которых греющей средой является горячая вода. На АЭС отсутствует газозводушный тракт, включающий в себя на обычных ТЭС тягодутьевые машины, воздухопроводы, газоходы, золоуловители и дымовые трубы.

Топливный тракт АЭС принципиально отличается от топливного тракта ТЭС на органическом топливе. Ядерное горючее доставляется на АЭС в виде топливных элементов в специальных транспортных контейнерах. Топливные элементы поступают на склад ядерного горючего 1. Загрузка топливных элементов и выгрузка выгоревших элементов осуществляется периодически при остановленном реакторе. Свежие топливные элементы через испытательное помещение 2 подаются к загрузочно-разгрузочной машине 3, осуществляющей загрузку их в реактор 4, а также выгрузку выгоревших элементов. Посредством транспортирующей установки 5 выгоревшие топливные элементы

подаются в бассейн для охлаждения и выдержки 6. В бассейне охлаждения и выдержки, заполненном обессоленной водой, топливные элементы выдерживаются в течение 3—4 мес. Транспортировка элементов из бассейна охлаждения на радиохимические заводы производится в специальных контейнерах, имеющих систему охлаждения и биологическую защиту. При массе топливных элементов 3—4 т масса такого контейнера составляет 50 т. Описанные перемещения ядерного горючего требуют тщательно разработанных программ и системы контроля, позволяющих следить за каждым топливным элементом.

Для реакторов, работающих на природном уране, применяется система с непрерывной сменой ядерного горючего.

В первом контуре теплоноситель (вода) прокачивается циркуляционным насосом 7 через реактор 4 и парогенератор 8.

Разработан типовой проект АЭС с ВВЭР-1000, турбиной и генератором мощностью 1 млн. кВт. Реакторное отделение снабжается защитной оболочкой, способной выдерживать семибалльное землетрясение. Защитная оболочка из бетона, армированная стальными тросами, может воспрепятствовать распространению любой утечки радиоактивных выбросов.

1.2. Экономическая эффективность ТЭС

1.2.1. Приведенные затраты

Основной тенденцией развития энергетики является непрерывное увеличение единичных мощностей агрегатов (котлов, турбин, энергоблоков) и электростанций, что определяет непрерывное совершенствование удельных технико-экономических показателей, каковыми являются:

1) удельный расход условного топлива на 1 кВт·ч, отпущенный потребителю, $b_{отп}$, кг/(кВт·ч);

2) удельные капиталовложения в ТЭС на установленный 1 кВт мощности k , руб/кВт;

3) штатный коэффициент, т. е. число обслуживающего персонала на 1000 кВт установленной мощности, $П$, чел/МВт.

Только при условии снижения этих показателей параллельно с ростом энергетики могут быть обеспечены необходимые для этого роста материальные и человеческие ресурсы. Снижение удельного расхода топлива достигается в результате применения новой техники, что связано с дополнительными капиталовложениями ΔK , Годовые издержки на эксплуатацию ТЭС

$$I_{год} = B_{год} \zeta_t + p_k N_{уст} k + 1,4 П c N_{уст}. \quad (1.1)$$

В выражении (1.1) первая составляющая представляет собой годовую стоимость топлива $B_{год} \zeta_t$, где ζ_t — цена топлива в пересчете на условное, руб/т условного топлива; вторая составляющая — это текущие расходы на эксплуатацию оборудования (амортизацию, текущий ремонт и прочие расходы), для ТЭС $p_k = 0,10 \div 0,12$; третья составляющая — расходы на оплату персонала [здесь c — удельные затраты на зарплату, $c = 1200 \div 1400$ руб/(чел·год)], $1,4$ — коэффициент, учитывающий социальное страхование и другие накладные расходы.

Себестоимость отпущенной электроэнергии

$$C_э = I_{год} / \mathcal{E}_{год}^{отп}. \quad (1.2)$$

Дополнительные капиталовложения $\Delta K = \Delta k N_{уст}$ считаются эффективными, если выполняется условие $\Delta N_{уст} / \Delta K \leq p_k$, где p_k — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений. Для энергетики принято $p_k = 0,12$. При сопоставлении вариантов ТЭС или их элементов критерием оптимальности являются приведенные годовые затраты:

$$\mathcal{E}_{год} = I_{год} + p_k k N_{уст}. \quad (1.3)$$

Разделив $\mathcal{E}_{год}$ на $\mathcal{E}_{год}^{отп}$, получим удельные приведенные затраты:

$$\mathcal{E}_{год} = c_э + \frac{p_k k}{\tau_{уст} (1 - k_{с.н})}. \quad (1.4)$$

Здесь

$$\tau_{уст} = \mathcal{E}_{год} / N_{уст};$$

$$k_{с.н} = (N_{уст} - N_{с.н}) / N_{уст};$$

$N_{с.н}$ — мощность собственных нужд. Иначе можно записать:

$$\mathcal{E}_{год} = b_{год} \zeta_t + \frac{k (p_k + p_k)}{\tau_{уст} (1 - k_{с.н})} + \frac{1,4 П c}{\tau_{уст} (1 - k_{с.н})}. \quad (1.4a)$$

Выбор экономически наиболее выгодного варианта ТЭС при проектировании ведется по минимуму приведенных затрат путем сопоставления конкурирующих вариантов. Сопоставляемые варианты приводятся к равному годовому отпуску электроэнергии путем добавления к приведенным затратам варианта с меньшим отпуском электроэнергии величины $\Delta \mathcal{E}_{год} \mathcal{E}_{э}$, где $\Delta \mathcal{E}_{год} = \mathcal{E}_I - \mathcal{E}_{II}$; $\mathcal{E}_{э}$ — удельные приведенные затраты на замыкающую электроэнергию. Методика расчета и определение замыкающих затрат на топливо и электроэнергию были разработаны Сибирским энергетическим институтом по заданию АН СССР.

Замыкающие затраты характеризуют затраты в народном хозяйстве для обеспечения дополнительных потребителей в различных ви-

дах топлива и энергии по стране. Объективно существующая ограниченность наиболее эффективных энергетических ресурсов приводит к необходимости в каждый определенный период времени вовлекать в энергетический баланс наряду со сравнительно дешевыми более дорогие природные источники энергии. Затратами на эти последние и оцениваются народнохозяйственные последствия изменений потребности в энергетических ресурсах, равно как и величины их добычи или производства.

Замыкающим может быть топливо тех месторождений и бассейнов, которые в совокупности способны компенсировать колебания потребности в энергетических ресурсах, возникающие при поиске оптимального варианта ТЭС. Выполнять функции замыкающего топлива могут только те источники, у которых на данном этапе технические возможные размеры добычи превышают требуемый уровень их использования и располагаемые ресурсы и качественные характеристики позволяют обеспечить достаточно широкий круг потребителей. Замыкающие затраты на топливо определяют прямым суммированием приведенных затрат на его добычу и перевозку. Замыкающие затраты на электроэнергию представляют собой сумму трех составляющих. Топливная составляющая затрат на электроэнергию вычисляется как произведение удельного расхода топлива для производства электроэнергии на величину замыкающих затрат используемого топлива. Вторая составляющая — это затраты на сооружение и эксплуатацию замыкающих электростанций. Ими могут быть наиболее совершенные базисные и полупиковые конденсационные, а также специальные пиковые газотурбинные электростанции, замыкающие в данный период баланс мощности объединенной электроэнергетической системы. Третья составляющая определяется затратами на распр-

-18

деление электроэнергии, которые существенно зависят от размещения и размеров потребителя.

Для 1975—1985 гг. рекомендовалось принимать для европейской части СССР $z_{э.э} = 12 \div 13$ руб/(МВт·ч) при $t_{уст} = 7000$ ч/год; для восточных районов СССР 7—8 руб/(МВт·ч); для замыкающих АЭС 15 руб/(МВт·ч).

В связи с повышенным оптовыми цен на топливо и другие материалы указаниям рекомендации подверглись пересмотру.

1.2.2. Определение годового расхода топлива

Подсчет годового расхода топлива энергоблоком осуществляется с учетом режимов его работы.

Определяется рабочее время $\tau_{\text{раб}}$ в течение года

$$\tau_{\text{раб}} = \tau_{\text{год}} (1 - \alpha_{\text{ав}} - \alpha_{\text{т.р}} - \alpha_{\text{к.р}}), \quad (1.5)$$

где $\alpha_{\text{ав}}$, $\alpha_{\text{т.р}}$, $\alpha_{\text{к.р}}$ — доли времени соответственно на аварийный, текущий, капитальный ремонт.

Принимаются суточные графики нагрузки за рабочий и нерабочий дни (см. рис. В.2).

Принимается топливная характеристика энергоблока

$$B = B_x + b' N_1 + b'' (N - N_1), \quad (1.6)$$

где B_x — условный расход холостого хода; b' , b'' — удельные приросты расхода топлива для первой и второй зон топливной характеристики; N_1 — мощность излома характеристики.

При нагрузке энергоблока менее N_1 третье слагаемое не учитывается.

Подсчитываются выработка электроэнергии и расход топлива за рабочий и нерабочие дни с использованием суточных графиков нагрузки и топливной характеристики.

Подсчитывается годовое количество топлива $B_{\text{год}}$ с учетом числа рабочих и нерабочих дней и потерь топлива на пуски энергоблока. В табл.

Таблица 1.1. Расчетные показатели энергоблоков

Тип блока, топливо	N _г МВт	Доля времени на ремонт			У _б р ^т условного топлива на 1 МВт ч	N _г МВт	D _г ^т условного топлива на 1 МВт ч	D _г ^т условного топлива на 1 МВт ч	N _г ^т условного топлива на 1 МВт	D _г ^т условного топлива	D _г ^т условного топлива	B _г ^т т/ч
		а _{ав}	а _{т.р}	а _{кв}								
K-50-90, У	50	0,0244	0,02	0,047	0,398	40	0,324	0,324	15	5,0	15,0	2,1
K-100-90, У	100	0,029	0,026	0,051	0,396	80	0,323	0,323	30	10	30	4,15
K-100-90, ГМ	100	0,026	0,023	0,045	0,378	80	0,312	0,312	30	10	30	4,0
K-160-130, У	160	0,04	0,0335	0,065	0,360	130	0,293	0,293	85	27	45	5,91
K-150-130, ГМ	160	0,036	0,0301	0,06	0,344	130	0,287	0,287	60	27	45	5,73
K-200-130, У	200	0,043	0,0345	0,068	0,358	150	0,288	0,288	110	36	60	7,32
K-200-130, ГМ	200	0,0368	0,0312	0,06	0,337	150	0,279	0,279	80	36	60	7,0
K-300-240, У	300	0,0577	0,043	0,064	0,339	250	0,285	0,285	170	60	95	10,4
K-300-240, ГМ	300	0,05	0,038	0,073	0,324	250	0,278	0,278	140	60	95	10,2
K-500-240, У	500	0,0675	0,0465	0,09	0,336	400	0,284	0,284	290	95	150	15,2
K-800-240, У	800	0,078	0,05	0,097	0,330	640	0,283	0,283	520	150	240	26,2
K-800-240, ГМ	800	0,068	0,044	0,085	0,318	640	0,276	0,276	360	750	240	24,5
K-1200-240, У	1200	0,089	0,0545	0,105	0,330	960	0,282	0,282	800	220	350	36,4
K-1200-240, ГМ	1200	0,0815	0,0495	0,095	0,315	950	0,274	0,274	600	220	350	25,4
K-500-130-510-510, ГМ	500	0,049	0,0338	0,064	0,362	350	0,315	0,315	175	37,5	60	8,4
ВВЗР-440	440	0,056	0,039	0,0765	0,420	310	0,301	0,301	200	—	—	34,9
РБМК-1000	1000	0,066	0,041	0,08	0,407	700	0,292	0,292	450	65	110	76,7
РБМК-2000	2000	0,084	0,048	0,092	0,405	1400	0,290	0,290	800	130	240	153
ГТ-100-750-2	100	0,021	0,019	0,0376	0,455	100	0,325	0,325	0	5,4	5,5	12,3
ГТ-120-830	120	0,022	0,02	0,0384	0,426	120	0,310	0,310	0	4,0	4,5	13,2

Примечания: 1. Топливо обозначено буквами: У — уголь; ГМ — газомазутное топливо.

2. Потери на пуск из холодного состояния ΔB_г^х — ΔB_г^х.

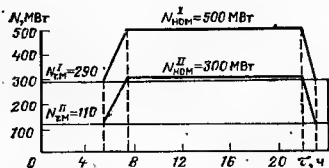


Рис. 1.3. Суточный график электрической нагрузки энергоблока

2.1 приведены необходимые характеристики энергоблоков (по материалам СЭИ и ТЭП); $N_{Т.м}$ — мощность технического минимума; $\Delta B_{п}^8$ — потеря топлива на пуск после простоя блока в течение 8 ч; $\Delta B_{п}^{48}$ — то же после 48 ч; $b_{н.у}$ — удельный расход топлива при номинальной мощности на отпущенный 1 МВт·ч; $b_{б.р}^y$ — то же на выработанный 1 МВт·ч.

Пример расчета годового расхода топлива для энергоблока. Рассмотрим в качестве примера расчет годового расхода топлива для энергоблока 300 МВт на твердом топливе. Принимаем суточный график нагрузки по рис. 1.3, из которого следует, что энергоблок в течение рабочего дня с утреннего максимума до вечернего несет номинальную нагрузку $N_{НОМ}$ и в часы ночного провала — нагрузку технического минимума.

Из табл. 1.1 имеем: $N_{Т.м} = 170$ МВт; $N_{п} = 250$ МВт; $b' = 0,286$ т/(МВт·ч); $b'' = 0,309$ т/(МВт·ч); $b_{б.р}^y = 0,325$ т/(МВт·ч).

Подсчитываем: $B_{НОМ}^y = b_{б.р}^y N_{НОМ} = 0,325 \cdot 300 = 97,5$ т; $B_{Т.м}^y = B_{п} + b' N_{Т.м} = 10,4 + 0,286 \cdot 170 = 59$ т/ч.

Подсчитываем для рабочего дня:
А. расход условного топлива

$$B_{НОМ}^y \cdot 15 = 97,5 \cdot 15 = 1462,5 \text{ т};$$

$$B_{Т.м}^y \cdot 7 = 59 \cdot 7 = 413 \text{ т};$$

$$\frac{B_{Т.м}^y + B_{НОМ}^y}{2} = \frac{59 + 97,5}{2} = 156,5 \text{ т};$$

$$B_{р.сут}^y = 2032 \text{ т}.$$

Б. Выработка электроэнергии за рабочий день

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{р.сут}^y &= N_{НОМ} \cdot 15 + N_{Т.м} \cdot 7 + \frac{N_{НОМ} + N_{Т.м}}{2} \cdot 2 = \\ &= 300 \cdot 15 + 170 \cdot 7 + \frac{300 + 170}{2} \cdot 2 = \\ &= 6160 \text{ МВт} \cdot \text{ч}. \end{aligned}$$

Для нерабочих суток задана ровная нагрузка на уровне технического минимума в течение суток $B_{н.р.с} = 59 \cdot 24 = 1416$ т.

За нерабочий день

$$\mathcal{E}_{н.р.сут}^y = N_{Т.м} \cdot 24 = 170 \cdot 24 = 4080 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

Определяем число рабочих и нерабочих дней в году:

$$\begin{aligned} \tau_{раб} &= \tau_{год} (1 - \alpha_{ав} - \alpha_{т.р} - \alpha_{н.р}) = \\ &= 8760 (1 - 0,0577 - 0,043 - 0,084) = \\ &= 7142 \text{ ч, или } 42,5 \text{ недели}. \end{aligned}$$

Округляем $\tau_{раб}$ до 42 недель, что соответствует

$$n_{р} = 42 \cdot 5 = 210 \text{ рабочим дням}.$$

Имеем $42 \cdot 2 = 84$ суббот и воскресений, т. е. нерабочих дней. Принимаем, что 12 раз блок выводится в резерв на субботу и воскресенье. Остается $n_{н.р} = 60$ нерабочих дней.

Годовая выработка электроэнергии энергоблоком составляет

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{год} &= n_{р} \mathcal{E}_{р.сут}^y + n_{н.р} \mathcal{E}_{н.р.сут}^y = 210 \cdot 6160 + \\ &+ 60 \cdot 4080 = 1\,293\,600 + 244\,800 = \\ &= 1\,538\,400 \text{ МВт} \cdot \text{ч}. \end{aligned}$$

Число часов использования установленной мощности

$$\tau_{исп} = \mathcal{E}_{год} / N_{у.т} = 1\,538\,400 / 300 = 5128.$$

Коэффициент годовой нагрузки

$$f_{год} = \tau_{исп} / 8760 = 5128 / 8760 = 0,585.$$

Годовой расход топлива

$$\begin{aligned} B_{год}^y &= n_{р} B_{р.сут}^y + n_{н.р} B_{н.р.сут}^y + n_{ц} \Delta B_{п}^{48} + \\ &+ n_{п} \Delta B_{п}^8 = 210 \cdot 2032 + 60 \cdot 1416 + 12 \cdot 95 + \\ &+ 8 \cdot 190 = 426\,720 + 84\,960 + 1140 + 1520 = \\ &= 514\,340 \text{ т условного топлива}. \end{aligned}$$

Принято, что число пусков из холодного состояния равно 8. Среднегодовой удельный расход условного топлива на выработанный 1 МВт·ч

$$\begin{aligned} b_{год.бр}^y &= B_{год}^y / \mathcal{E}_{год} = 514\,340 / 1\,538\,400 = \\ &= 0,334 \text{ т/(МВт} \cdot \text{ч)}. \end{aligned}$$

То же на отпущенный 1 МВт·ч:

$$\begin{aligned} b_{год.и}^y &= \frac{B_{год}^y}{\mathcal{E}_{год} (1 - \epsilon_{н.р})} = \\ &= \frac{514\,340}{1\,538\,400 \cdot 0,95} = 0,352 \text{ т/(МВт} \cdot \text{ч)}. \end{aligned}$$

Можно представить $b_{год.и}^y$ через $b_{ном.и}^y$ с надбавкой:

$$b_{год.и}^y = b_{ном.и}^y (1 + \epsilon).$$

Надбавка ϵ в данном случае составляет 3,8%: $\epsilon = 0,352 / 0,334 - 1 = 0,038$.

ВОПРОСЫ К ПЕРВОЙ ГЛАВЕ

1. Какие тракты и системы присущи ТЭС на органическом топливе и АЭС?
2. Сравните по приведенным затратам два варианта КЭС на экибастузском угле: пять блоков с турбинами К-800-240; восемь блоков с турбинами К-500-240. Исходная система имеет 20 энергоблоков по 200 МВт.

Глава вторая

Энергетический баланс и тепловая экономичность ТЭС

2.1. Энергетические показатели цикла Ренкина и простых турбоустановок

В турбоустановках ТЭС преобразование теплоты в работу осуществляется по циклу Ренкина на перегретом паре, а на современных АЭС, как правило, на насыщенном паре (рис. 2.1).

При идеальном протекании всех процессов, как показано на рис. 2.1, энергетические показатели цикла на 1 кг перегретого пара определяют равенствами:

работа, совершенная паром, равна располагаемому (адиабатному) теплоперепаду:

$$w_t = \Delta h_a = h_0 - h_k; \quad (2.1)$$

теплота, отведенная в конденсаторе от отработавшего пара,

$$q_{отв} = h_k - h_1; \quad (2.2)$$

работа сжатия воды в насосе

$$w_{тн} = h_2 - h_1 = v(p_0 - p_k), \quad (2.3)$$

где v — удельный объем воды;

теплота, подведенная к рабочему телу (располагаемая теплота турбины),

$$q_0 = h_0 - h_2 = h_0 - [h_1 + v(p_0 - p_k)]; \quad (2.4)$$

полезная теоретическая работа цикла

$$w_{тн} = w_t - w_{тн}; \quad (2.5)$$

теоретический КПД турбины и термический КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t = w_t / q_0; \quad (2.6)$$

$$\eta_{т\text{рен}} = 1 - q_{отв} / q_0. \quad (2.7)$$

Для цикла на насыщенном паре используются аналогичные соотношения, в которых энтальпии в точках O и K (h_0, h_k) заменены энтальпиями в точках O_1, K_1 (h_{01}, h_{k1}).

В реальных турбинах работа, совершаемая килограммом пара w_i и называемая удельной внутренней работой, равна действительному теплоперепаду Δh_i (рис. 2.2):

$$w_i = \Delta h_i = h_0 - h_k, \quad (2.8)$$

который меньше адиабатного из-за необратимости процесса расширения.

Действительный теплоперепад в турбине определяется либо из детального поступенчатого расчета турбин, либо из соотношения

$$\Delta h_i = \eta_{oi} \Delta h_a = \eta_{oi} (h_0 - h_{ka}) \quad (2.9)$$

где η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины или ее отдельных цилиндров. Если расчет турбины от-

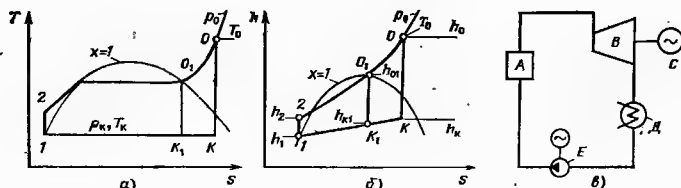


Рис. 2.1. Цикл Ренкина:

а — T, s -диаграмма цикла на перегретом (1-2-0-0-K-1) и насыщенном (1-2-01-K1-1) паре; б — процессы в h, s -диаграмме; в — схема паротурбинной установки: А — паропроизводящая установка (котел ТЭС, реактор или парогенератор АЭС); В — турбина; С — турбогенератор; Д — конденсатор; Е — насос

Энтальпия воды за насосом, а следовательно, перед котлом, равна

$$h_2 = h_1 + \Delta h_n.$$

. Количество подведенной к 1 кг рабочего тела теплоты равно разности энтальпий пара и воды, поступающей из насоса в котел:

$$q_0 = h_0 - h_2 = h_0 - (h_1 + \Delta h_n). \quad (2.14)$$

Отношение

$$\eta_i = \frac{w_i}{q_0} = \frac{\Delta h_i}{q_0} = \frac{\Delta h_a}{q_0} \eta_{oi} \quad (2.15)$$

называется внутренним абсолютным КПД турбины.

Работа на муфте турбины w_e меньше внутренней работы на величину механических потерь Δw_m :

$$w_e = w_i - \Delta w_m = w_i \frac{w_i - \Delta w_m}{w_i} = w_i \eta_m, \quad (2.16)$$

где $\eta_m = (w_i - \Delta w_m) / w_i$ — механический КПД турбины, равный 0,98—0,99 (для турбин мощностью более 50 МВт).

В свою очередь выработанная электроэнергия w_e меньше, чем w_e , из-за потерь в турбогенераторе Δw_r и составляет

$$w_g = w_e - \Delta w_r = w_e (w_e - \Delta w_r / w_e) = w_e \eta_r = w_i \eta_m \eta_r, \quad (2.17)$$

где $\eta_r = (w_e - \Delta w_r) / w_e$ — КПД генератора.

Если турбина вращает генератор мощностью N_g киловатт, а 1 кг пара вырабатывает w_e килоджоулей электроэнергии, то секундный расход пара на турбину составит

$$D_0 = N_g / w_e. \quad (2.18)$$

Полное количество теплоты, подведенной к турбине за 1 с, измеренное в килоджоулях в секунду или, что то же самое, в киловаттах, равно

$$Q_0 = q_0 D_0. \quad (2.19)$$

Отношение мощности турбогенератора к количеству подведенной за 1 с теплоты

$$\eta_g = \frac{N_g}{Q_0} = \frac{w_g}{q_0} = \frac{w_i}{q_0} \eta_m \eta_r \quad (2.20)$$

называется КПД турбоустановки по выработке электроэнергии.

Отпущенная турбоустановкой мощность есть разность между выработанной и израсходованной на привод питательного насоса мощностью:

$$N_3^{нт} = N_3 - N_n,$$

где N_n — мощность, потребляемая электродвигателем насоса, перекачивающего питательную воду.

Отношение отпущенной мощности к подведенной к турбине теплоте

$$\eta_3^{нт} = N_3^{нт} / Q_0 \quad (2.21)$$

есть КПД турбоустановки по отпуску электроэнергии или КПД нетто турбоустановки.

В соотношениях (2.20) и (2.21) тепловая и электрическая энергия измеряется в одних и тех же единицах, как это принято в СИ, и поэтому η_g и $\eta_3^{нт}$ безразмерны. Если Q_0 , N_g и $N_3^{нт}$ измеряются в разных единицах, то для того чтобы η_g и $\eta_3^{нт}$ были безразмерными, формулы для их определения должны содержать переводной множитель

$$\eta_g = A \frac{N_g}{Q_0}, \quad \eta_3^{нт} = A \frac{N_3^{нт}}{Q_0},$$

где $A = 860$ ккал/(кВт·ч) при измерении величин N_g и $N_3^{нт}$ в кВт, а Q_0 — в ккал/ч; $A = 3600$ кДж/(кВт·ч) при измерении N_g и $N_3^{нт}$ также в кВт, но Q_0 — в кДж/ч.

Тепловую экономичность турбоустановок часто характеризуют величиной, обратной КПД по выработке электроэнергии и называемой удельным расходом теплоты на выработанную электроэнергию:

$$q_3 = 1 / \eta_3 \quad (2.22)$$

или

$$q_3 = Q_0 / N_3. \quad (2.22a)$$

В СИ q_3 , как и КПД, — величина безразмерная. Если же в равенстве (2.22a) N_3 измерять в кВт, а Q_0 — в ккал/ч или кДж/ч, то q_3 будет измеряться соответственно в ккал/(кВт·ч) или в кДж/(кВт·ч). Для

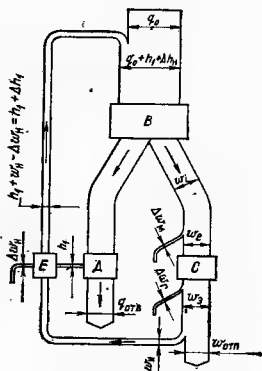


Рис. 2.4. Диаграмма энергетических потоков простой турбоустановки: обозначения В, С, Д, Е те же, что и на рис. 2.1, а

определения q_s можно также использовать соотношения

$$\left. \begin{aligned} q_s &= 860/\eta_s, \text{ ккал}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}), \\ \text{или} \\ q_s &= 3600/\eta_s, \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}). \end{aligned} \right\} (2.226)$$

Выше рассматривались турбоустановки, в которых расход пара через все ступени турбины сохраняется одинаковым (отборы отсутствуют) и промежуточный перегрев пара не производится. Такие уста-

новки могут быть названы простыми. Их энергетический баланс показан на рис. 2.4.

2.2. Регенеративный подогрев питательной воды

На рис. 2.5 показаны схемы турбоустановок с регенеративным подогревом питательной воды. В них вода перед поступлением в котел нагревается в поверхностном или смешивающем подогревателе паром, отводимым из турбины. Используемый для этой цели пар называется отборным, а места его вывода из турбины — регенеративными отборами. Как известно из термодинамики, регенеративный подогрев рабочего тела повышает КПД тепловых двигателей. В современных турбоустановках имеется обычно 7—9 регенеративных подогревателей как поверхностного, так и смешивающего типа (рис. 2.6). Благодаря регенеративному подогреву питательной воды на тепловых электростанциях экономится до 14% топлива.

В схеме рис. 2.5, а пар из отбора в количестве D с параметрами p, h смешивается в подогревателе с водой, нагревая ее до параметров насыщения t_s, h'_s при давлении отборного пара p . Обозначим через D_0 расход питательной воды, равный расходу свежего пара на турбину, а через h'_k — энтальпию воды в

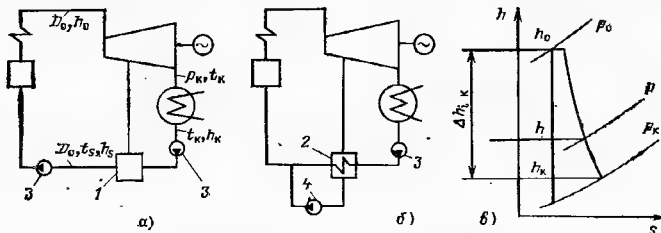


Рис. 2.5. Регенеративный цикл паротурбинной установки:

а — схема со смешивающим подогревателем; б — схема с поверхностным подогревателем; в — процесс в h, s -диаграмме; 1 — смешивающий регенеративный подогреватель; 2 — поверхностный регенеративный подогреватель; 3 — конденсатный насос; 4 — насос перекачки конденсата отборного пара (сливной насос)

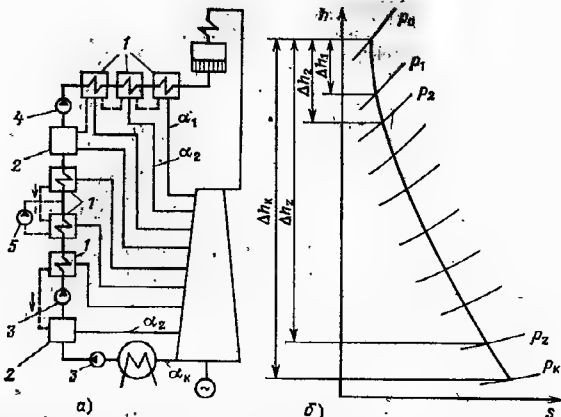


Рис. 2.6. Регенеративная схема современной турбоустановки (а) и процесс в h, s -диаграмме (б):

1 — поверхностный подогреватель; 2 — смешивающий подогреватель; 3 — конденсационный насос; 4 — питательный насос; 5 — сливной насос; пунктиром показаны линии конденсата отборного пара

конденсатор и составим тепловой баланс подогревателя¹

$$D_0 h'_s = (D_0 - D) h'_k + D h,$$

из которого получим

$$\alpha = \frac{D}{D_0} = \frac{h'_s - h'_k}{h - h'_k} = \frac{h'_s - h'_k}{(h - h'_s) + (h'_s - h'_k)} = \frac{\Delta h}{q + \Delta h}, \quad (2.23)$$

где $\alpha = D/D_0$ — доля отборного пара или, что то же самое, количество килограммов отборного пара на 1 кг свежего пара; $\Delta h = (h'_s - h'_k) = c_p (t_s - t_k)$ — приращение энтальпии воды в подогревателе при ее нагреве от температуры в конденсаторе t_k до температуры насыщения отборного пара t_s ; $q = h - h'_s$ — теплота, отданная одним килограммом отборного пара.

Внутренняя удельная работа турбины складывается из работы пото-

ка пара, направляемого в отбор,

$$\omega_{i \text{ отб}} = \alpha (h_0 - h) = \alpha \Delta h_{i \text{ отб}},$$

и работы потока пара, поступающего в конденсатор,

$$\omega_{ik} = (1 - \alpha) (h_0 - h_k) = (1 - \alpha) \Delta h_{ik}$$

и в сумме на 1 кг свежего пара составляет

$$\omega_{ip} = \omega_{i \text{ отб}} + \omega_{ik} = \alpha (h_0 - h) + (1 - \alpha) (h_0 - h_k),$$

откуда

$$\omega_{ip} = (h_0 - h_k) - \alpha (h - h_k). \quad (2.24)$$

Из сравнения последнего равенства с (2.8) следует, что в регенеративных турбоустановках удельная внутренняя работа меньше, чем в безрегенеративных, на значение $\alpha (h - h_k)$. В современных конденсационных турбоустановках отборы пара уменьшают вырабатываемую мощность примерно на 20%, т. е.

$$\omega_{i, p} \approx 0,8 \omega_i. \quad (2.25)$$

Доля пара, поступающего в конденсатор, $\alpha_{к,р}$, отводимая в конден-

¹ Приращение энтальпии воды в насосах мало и в уравнениях теплового баланса, приводимых в этом параграфе, не учитывается; не учитываются также потери теплоты и рабочего тела.

саторе теплота $q_{отв.р}$ и подведенная в котле теплоты $q_{ор}$ на 1 кг свежего пара в установках с регенерацией равны

$$\alpha_{к.р} = 1 - \alpha = 1 - \frac{\Delta h}{q + \Delta h} = \frac{q}{q + \Delta h}; \quad (2.26)$$

$$q_{отв.р} = \alpha_{к.р} (h_k - h'_k) = \frac{q (h_k - h'_k)}{q + \Delta h}; \quad (2.27)$$

$$q_{ор} = h_0 - h'_s. \quad (2.28)$$

Обозначим через h_{s0}' энтальпию воды на линии насыщения при давлении в котле и преобразуем равенство (2.28):

$$q_{ор} = (h_0 - h_{s0}') + (h_{s0}' - h'_k) - (h'_s - h'_k) = q_n + q_b - \Delta h, \quad (2.29)$$

где $q_n = h_0 - h_{s0}'$ — теплота, израсходованная в котле на парообразование и перегрев пара; $q_b = h'_{s0} - h'_k = c_p (t_{s0} - t_k)$ — теплота, необходимая для нагрева воды от температуры в конденсаторе t_k до температуры насыщения в котле t_{s0} . Для безрегенеративной схемы теплота, подведенная в котле, составляет

$$q_0 = h_0 - h'_k = (h_0 - h_{s0}') + (h_{s0}' - h'_k) = q_n + q_b.$$

Из сравнения этого равенства с (2.29) видно, что в регенеративной схеме для получения пара требуется теплоты меньше на величину Δh , составляющую в современных турбоустановках примерно 30% q_0 . Иначе говоря,

$$q_{ор} \approx 0,7 q_0. \quad (2.30)$$

Сравним КПД турбоустановок с регенерацией и без регенерации. Для этого запишем внутренний абсолютный КПД регенеративной установки по выработке электроэнергии, используя соотношение, аналогичное (2.20):

$$\eta_{р.э} = \frac{w_{тп}}{q_{ор}} \eta_m \eta_r$$

и, заменив входящие в него величины с помощью равенств (2.25) и (2.30), получим

$$\eta_{р.э} \approx \frac{0,8 w_{тп}}{0,7 q_0} \eta_m \eta_r = 1,14 \frac{w_{тп}}{q_0} \eta_m \eta_r = 1,14 \eta_э. \quad (2.31)$$

Таким образом, регенеративный подогрев воды позволяет значительно повысить КПД турбоустановки.

Если турбина имеет не один, а z регенеративных подогревателей (рис. 2.6), то уравнения теплового баланса составляются для каждого подогревателя и из этих уравнений находятся доли отборного пара $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_z$, а затем определяется доля пара, поступающего в конденсатор,

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \dots - \alpha_z.$$

Внутренняя работа турбоустановки с отборами определяется равенством

$$w_{тп} = \alpha_1 \Delta h_{11} + \alpha_2 \Delta h_{12} + \dots + \alpha_z \Delta h_{1z} + \alpha_k \Delta h_{1k},$$

где $\Delta h_{11}, \Delta h_{12}, \dots, \Delta h_{1z}$ — действительный теплоперепад от паровпуска до точек отбора; Δh_{1k} — действительный теплоперепад от паровпуска до конденсатора.

2.3. Выбор параметров регенеративных отборов

Коэффициент полезного действия турбоустановки с регенерацией может быть определен с помощью равенства, аналогичного (2.6):

$$\eta_r = 1 - q_{отв.р} / q_{ор}. \quad (2.32)$$

Подставив в него значения $q_{отв.р}$ и $q_{ор}$ из (2.27) и (2.29), получим

$$\eta_r = 1 - \frac{q (h_k - h'_k)}{(q + \Delta h) (q_n + q_b - \Delta h)} \quad (2.33)$$

Если изменять точку отбора пара, а начальные и конечные параметры пара не изменять, то следу-

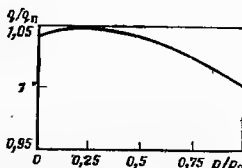


Рис. 2.7. Зависимость теплоты, отдаваемой отборным паром при конденсации, от давления в отборе:

p/p_0 — давление в отборе в долях давления свежего пара; q/q_n — теплота, отдаваемая отборным паром при конденсации, в долях теплоты испарения и перегрева свежего пара

щие величины, входящие в равенство (2.33), также не изменятся:

$$q_n = h_0 - h_{s0}' = \text{const};$$

$$q_b = h_{s0}' - h_k' = \text{const};$$

$$h_k = \text{const}; \quad h_k' = \text{const}.$$

Величина $q = h - h_{s'}$ при этом будет изменяться, но очень незначительно — не больше, чем на 5% (рис. 2.7). Поэтому можно принять, что она также постоянна и равна q_n , т. е.

$$q = q_n = \text{const}.$$

Единственная величина в равенстве (2.33), существенно зависящая от давления в отборе, есть

$$\Delta h = c_p(t_s - t_k),$$

поскольку температура насыщения отборного пара t_s также зависит от этого давления. В свою очередь при изменении Δh изменяется и КПД, поскольку Δh входит в выражение

$$y = (q + \Delta h)(q_n + q_b - \Delta h), \quad (2.34)$$

стоящее в знаменателе дроби равенства (2.33). Как видно из этого равенства, чем больше y , тем больше и КПД. Поэтому для определения условия максимума КПД достаточно найти условие максимума y , т. е. продифференцировать равенство (2.34) по t_s и приравнять

производную нулю:

$$\frac{dy}{dt_s} = \frac{d\Delta h}{dt_s} (q_n + q_b - \Delta h) - (q + \Delta h) \frac{d\Delta h}{dt_s} = 0.$$

Сокращая на $d\Delta h/dt_s$, получим

$$q_n + q_b - \Delta h - q - \Delta h = 0,$$

откуда следует $\Delta h = (q_n + q_b - q)/2$.

Так как

$$q = q_n; \quad q_b = c_p(t_{s0} - t_k) \quad \text{и}$$

$$\Delta h = c_p(t_s - t_k),$$

то, подставляя значения этих величин в последнее равенство, получим условие максимума КПД

$$t_s - t_k = \frac{t_{s0} - t_k}{2}, \quad (2.35)$$

Левую часть этого равенства обозначим $\Delta t_{\text{опт}}$ и равенство (2.35) запишем в виде

$$\Delta t_{\text{опт}} = \frac{t_{s0} - t_k}{2}. \quad (2.36)$$

Величина $\Delta t_{\text{опт}}$ есть подогрев питательной воды в регенеративном подогревателе, соответствующий максимуму КПД и называемый *термодинамически оптимальным подогревом*. Разность $t_{s0} - t_k$, стоящая в правой части равенства (2.36), есть полный нагрев питательной воды от температуры в конденсаторе t_k до температуры кипения в котле t_{s0} . Из равенства (2.36) следует, что термодинамически оптимальный подогрев питательной воды в установке с одним регенеративным подогревателем равен половине полного нагрева питательной воды.

Можно доказать, что в установках с двумя или тремя подогревателями оптимальный подогрев в каждом подогревателе равен

$$\Delta t_{\text{опт}} = (t_{s0} - t_k)/3$$

(два подогревателя);

$$\Delta t_{\text{опт}} = (t_{s0} - t_k)/4$$

(три подогревателя).

Если же подогревателей z , то в каждом из них оптимальный подогрев одинаковый:

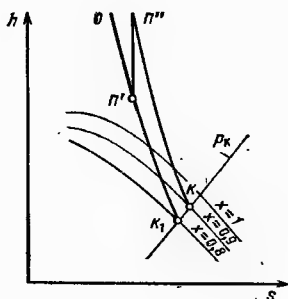
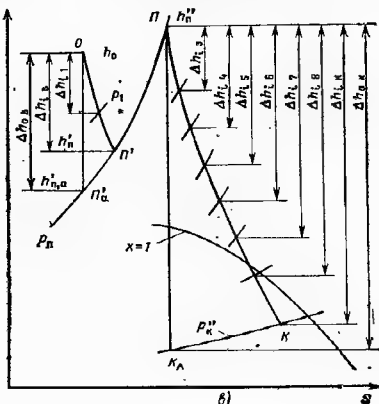
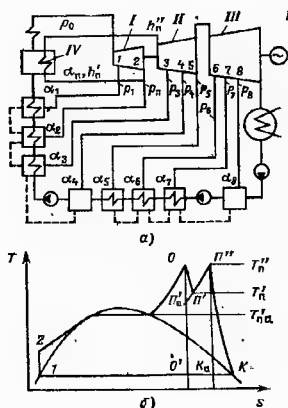
$$\Delta t_{\text{опт}} = \frac{t_{0s} - t_k}{z + 1} \quad (2.37)$$

Всего в z подогревателях вода нагреется на

$$\Delta t_z^{\text{опт}} = z \Delta t_{\text{опт}} = \frac{z(t_{0s} - t_k)}{z + 1},$$

и, следовательно, на выходе из последнего подогревателя оптимальная температура воды составит

$$t_{\text{п.в}}^{\text{опт}} = \frac{z(t_{0s} - t_k)}{z + 1} + t_k, \quad (2.38)$$



2.4. Турбоустановки с промежуточным перегревом пара

В турбоустановке, схема которой показана на рис. 2.8, пар после расширения в ЦВД до параметров p_n и T_n' нагревается в котле до температуры T_n'' , обычно равной температуре свежего пара, и далее продолжается его расширение в турбине до конечного давления. Нагрев пара после частичного расширения называется *промежуточным перегревом* (промперегревом).

Рассмотренная схема с расположением промежуточного паропере-

Рис. 2.8. Паротурбинная установка с огнем промежуточным перегревом пара:

а — схема, б — цикл в T, S -диаграмме; в — T, S -диаграмма процесса расширения пара в турбине; I — ЦВД; II — ЦСД; III — ЦНД; IV — промежуточный пароперегреватель котла

Рис. 2.9. Влияние промежуточного перегрева на влажность пара за турбиной:

ОП'К_в — процесс расширения в турбине без промперегрева; ОП'П'К — процесс расширения пара в турбине с промперегревом

гревателя в котле используется на ТЭС и называется схемой с огневым промперегревом. Все конденсационные турбины ГРЭС на начальное давление пара 12,7 МПа (130 кгс/см²) и выше имеют промперегрев, благодаря чему удельный расход топлива уменьшается примерно на 4% и влажность пара за турбиной (рис. 2.9) снижается до значения, допустимого по условиям капельной эрозии рабочих лопаток последней ступени турбины.

У турбин с регулируемым отбором пара, устанавливаемых на ТЭЦ, промежуточный перегрев обязателен лишь при давлении свежего пара 23,5 МПа. Это обусловлено следующими причинами.

1. Выигрыш в тепловой экономичности от промежуточного перегрева у турбины с регулируемыми отборами пара (особенно с производственным отбором) меньше, чем у турбин конденсационных.

2. При одинаковых начальных параметрах пара фактическая влажность пара за турбинами ТЭЦ меньше, чем за конденсационными, из-за большого, как правило, давления в конденсаторе, а также в связи с меньшим значением $\eta_{от}$ в первом случае. В то же время допустимая влажность пара на выходе из турбин с регулируемыми отборами выше, чем из конденсационных, поскольку их последние ступени имеют меньшие размеры, а следовательно, меньшую окружную скорость, что ослабляет капельную эрозию.

Составим энергетический баланс турбоустановки с промперегревом и регенеративными отборами (см. рис. 2.8) на 1 кг свежего пара. Количество отбираемого на регенерацию пара $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_z$ определяется, как и в установках без промперегрева, из теплового баланса подогревателей.

Работа пара, отбираемого из ЦВД (до промперегрева), $w_{ив}$, из ЦСД+ПНД (после промперегрева) $w_{i,с.н}$ и поступающего в конденса-

тор $w_{ик}$ соответственно составляет

$$w_{ив} = \alpha_1 \Delta h_{i1} + \alpha_2 \Delta h_{i2}, \quad (2.39)$$

$$w_{i,с.н} = \alpha_3 (\Delta h_{i3} + \Delta h_{i3}) + \alpha_4 (\Delta h_{i4} + \Delta h_{i4}) + \dots + \alpha_z (\Delta h_{iz} + \Delta h_{i,z}), \quad (2.40)$$

$$w_{ик} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \dots - \alpha_z) \times (\Delta h_{iв} + \Delta h_{i,с.н}), \quad (2.41)$$

а всего на 1 кг свежего пара внутреннего работа турбины

$$w_i = w_{ив} + w_{i,с.н} + w_{ик}. \quad (2.42)$$

Теплота, подведенная к турбине одним килограммом рабочего тела, складывается из теплоты, подведенной свежим паром,

$$q_0' = h_0 - h_{п.в} \quad (2.43)$$

и теплоты, подведенной паром, прошедшим промежуточный перегрев,

$$q_0'' = \alpha_n (h_n'' - h_n'), \quad (2.44)$$

где $\alpha_n = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$ — доля пара, прошедшего через промперегреватель.

В сумме подведенная теплота составляет

$$q_0 = q_0' + q_0'' = (h_0 - h_{п.в}) + \alpha_n (h_n'' - h_n'). \quad (2.45)$$

Работа насоса определяется по соотношению (2.13), а КПД турбоустановки по производству и отпуску электроэнергии — равенствами (2.20), (2.21).

2.5. Оптимальные параметры промежуточного перегрева пара

В идеальном цикле с промперегревом и без регенерации по рис. 2.10 подводимая к рабочему телу теплота расходуется на получение свежего пара $q_0' = (h_0 - h_{п.в})$ и его последующий промежуточный перегрев при постоянном давлении $q_0'' = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1)$, а всего

$$q_0 = q_0' + q_0'' = (h_0 - h_{п.в}) + c_p (T_2 - T_1). \quad (2.45a)$$

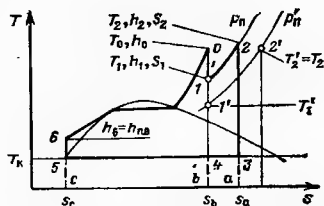


Рис. 2.10. К определению оптимальных параметров промежуточного перегрева

Отведенная от рабочего тела теплота $q_{\text{отв}}$ в T, s -диаграмме изображается площадью прямоугольника $a-c-b-3$ с основанием s_a-s_c и высотой T_k , т. е.

$$q_{\text{отв}} = (s_a - s_c) T_k.$$

Так как $s_a - s_c = (s_a - s_b) + (s_b - s_c)$, $s_a = s_2$ и $s_b = s_1$ (s_1, s_2 — энтропия в точках 1 и 2), то

$$q_{\text{отв}} = (s_2 - s_1) T_k + (s_b - s_c) T_k.$$

Промежуточный перегрев пара от температуры T_1 до T_2 происходит при незначительном изменении давления и теплоемкости. Поэтому можно принять $c_p = \text{const}$, и тогда, воспользовавшись соотношениями для идеального газа, получим

$$s_2 - s_1 = c_p (\ln T_2 - \ln T_1).$$

Из двух последних равенств следует

$$q_0 = c_p (\ln T_2 - \ln T_1) T_k + (s_b - s_c) T_k. \quad (2.45б)$$

Термический КПД этого цикла

$$\eta_t = 1 - q_{\text{отв}}/q_0, \quad (2.45в)$$

где $q_{\text{отв}}$ и q_0 определяются равенствами (2.45а) и (2.45б), с учетом которых найдем

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p (\ln T_2 - \ln T_1) T_k + (s_b - s_c) T_k}{(h_0 - h_{\text{н.в.}}) + c_p (T_2 - T_1)} \rightarrow \quad (2.45г)$$

Если изменять давление в промежуточном перегревателе, например, от p_n до

p_n' (см. рис. 2.10), сохраняя неизменными параметры в точках 0 и 6 ($h_0 = \text{const}$, $s_b = \text{const}$, $h_{\text{н.в.}} = \text{const}$, $s_c = \text{const}$), а также не изменяя температуру в конце промежуточного перегрева ($T_2 = T_2'$), то в равенстве (2.45г) изменится лишь одна величина — температура пара перед промежуточным перегревом T_1 ($T_1 \neq T_1'$). При этом, очевидно, будет измениться и значение η_t , которое достигнет максимума в точке, где выполняется условие

$$d\eta_t/dT_1 = 0.$$

Дифференцируя равенство (2.45в) и приравнявая производную нулю, получим

$$\left(\frac{dq_{\text{отв}}}{dT_1} q_0 - \frac{dq_0}{dT_1} q_{\text{отв}} \right) / q_0^2 = 0,$$

или

$$\frac{dq_{\text{отв}}}{dT_1} - \frac{dq_0}{dT_1} \cdot \frac{q_{\text{отв}}}{q_0} = 0. \quad (2.45д)$$

Значения производных, входящих в это соотношение найдем, дифференцируя равенства (2.45а) и (2.45б):

$$\frac{dq_0}{dT_1} = -c_p; \quad \frac{dq_{\text{отв}}}{dT_1} = -c_p \frac{T_k}{T_1}.$$

Подставляя эти величины в (2.45д), после сокращения получим

$$T_k/T_1 = q_{\text{отв}}/q_0. \quad (2.46а)$$

Из равенства (2.45в) в свою очередь следует

$$1 - \eta_t = q_{\text{отв}}/q_0. \quad (2.46б)$$

Приравняв левые части (2.46а) и (2.46б), получим условие максимума КПД:

$$T_k/T_1 = 1 - \eta_t. \quad (2.46в)$$

Значение T_1 , удовлетворяющее предыдущему равенству, называется оптимальной температурой промежуточного перегрева, обозначается $T_{1\text{ опт}}$ и равно

$$T_{1\text{ опт}} = T_k / (1 - \eta_t). \quad (2.47)$$

Равенство (2.47) получено для идеального цикла без регенерации в предположении постоянства изobarной теплоемкости. Для реаль-

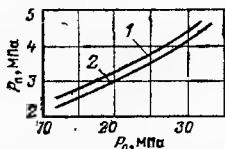


Рис. 2.11. Оптимальное давление пара, поступающего в промежуточный перегреватель (за ЦВД):

1 — $T_0 = T_{н'} = 565^\circ\text{C}$; 2 — $T_0 = T_{н''} = 540^\circ\text{C}$

ных турбоустановок соотношение получается более сложным и имеет вид

$$T_{\text{опт}} = \frac{T_k}{1 - C_1 \eta_{\text{нт}}} + C_2, \quad (2.47a)$$

где $T_{\text{опт}}$ — действительная температура перед промперегревом (в точке $П'$ на рис. 2.8); $\eta_{\text{нт}}$ — КПД нетто турбоустановки; C_1 и C_2 — поправочные величины, учитывающие необратимость процессов, регенерацию, зависимость c_p водяного пара от температуры и т. д.

Ориентировочно для современных турбин можно принять $C_1 = 1,02$, $C_2 = 40$, а также $\eta_{\text{нт}} = 0,42 \div 0,45$ и $T_k = 300 \div 305^\circ\text{C}$. Тогда из (2.47a) получим

$$T_{\text{опт}} = 570 \div 595 \text{ K } (297 \div 322^\circ\text{C}).$$

Оптимальное давление пара, поступающего на промперегрев, зависит от начальных параметров и $T_{\text{опт}}$ и может быть определено по рис. 2.11.

2.6. Баланс мощности и тепловая экономичность конденсационных электростанций

На рис. 2.12 показан баланс мощности ГРЭС. Предположим, что на электростанции расходуется топливо в количестве B кг/с, теплота сгорания которого равна $Q = BQ_{\text{нр}}$.

Из-за потерь топлива при его хранении и переработке теплота сжигаемого в котле топлива $Q_{\text{ку}}$ меньше, чем Q , на величину этих

потерь $Q^{\text{пот}}$:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ку}} &= Q - Q^{\text{пот}} = Q(1 - \\ &- Q^{\text{пот}}/Q) = BQ_{\text{нр}}(1 - \\ &- Q^{\text{пот}}/Q). \end{aligned}$$

Теплота, полезно воспринятая в котле водой и паром, $Q_{\text{ку}}^{\text{пол}}$ и потери в нем $Q_{\text{ку}}^{\text{пот}}$ соответственно равны:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ку}}^{\text{пол}} &= \eta_{\text{ку}} Q_{\text{ку}}; \\ Q_{\text{ку}}^{\text{пот}} &= (1 - \eta_{\text{ку}}) Q_{\text{ку}}. \end{aligned}$$

Часть теплоты, воспринятой водой и паром, расходуется на тепловые собственные нужды станций $Q_{\text{с.н}}$ (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение цехов и помещений ГРЭС, теплота обдувочного пара котлов и т. д.) и теряется в трубопроводах $Q_{\text{тр}}^{\text{пот}}$. Поэтому теплота, используемая в турбине для получения электроэнергии, $Q_{\text{тур}}$ меньше, чем $Q_{\text{ку}}^{\text{пол}}$, и равна

$$\begin{aligned} Q_{\text{тур}} &= Q_{\text{ку}}^{\text{пол}} - Q_{\text{с.н}} - Q_{\text{тр}}^{\text{пот}} = Q_{\text{ку}}^{\text{пол}} (1 - \\ &- Q_{\text{с.н}}/Q_{\text{ку}}^{\text{пол}} - Q_{\text{тр}}^{\text{пот}}/Q_{\text{ку}}^{\text{пол}}) = \\ &= BQ_{\text{нр}} \eta_{\text{ку}} (1 - Q^{\text{пот}}/Q) (1 - Q_{\text{с.н}}/Q_{\text{ку}}^{\text{пол}} - \\ &- Q_{\text{тр}}^{\text{пот}}/Q_{\text{ку}}^{\text{пол}}). \end{aligned}$$

Два последних сомножителя обычно объединяют в один

$$\begin{aligned} \eta_{\text{т.н}} &= (1 - Q^{\text{пот}}/Q) (1 - Q_{\text{с.н}}/Q_{\text{ку}}^{\text{пол}} - \\ &- Q_{\text{тр}}^{\text{пот}}/Q_{\text{ку}}^{\text{пол}}). \end{aligned}$$

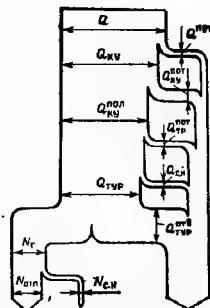


Рис. 2.12. Диаграмма энергетических потоков конденсационного энергоблока

называемый КПД теплового потока; для крупных электростанций с агрегатами по 300 МВт и более $\eta_{т.п.} = 0,97 \div 0,98$.

Из последних равенств получаем

$$Q_0 = B Q_{\text{в}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{т.п.}}$$

$$\text{или } Q_0 = Q_{\text{т}} \eta_{\text{т.п.}}$$

Мощность турбоустановки и отдаваемая от нее теплота, включая потери в подшипниках и генераторе, составляют

$$\begin{aligned} N_{\text{г}} &= Q_0 \eta_{\text{г}} = \\ &= Q_{\text{т}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{т.п.}} = \\ &= B Q_{\text{в}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{т.п.}}; \\ Q_{\text{тур}}^{\text{отп}} &= Q_{\text{тур}} - N_{\text{г}}. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Часть электроэнергии, вырабатываемой на электростанции, потребляется установленными на ней вспомогательными механизмами и устройствами и называется электрическими собственными нуждами — $N_{\text{с.н.}}$.

Отпускаемая в сеть мощность $N_{\text{отп}}$ меньше, чем выработанная на величину собственных нужд:

$$\begin{aligned} N_{\text{отп}} &= N_{\text{г}} - N_{\text{с.н.}} = \\ &= N_{\text{г}} (1 - N_{\text{с.н.}}/N_{\text{г}}) = \\ &= N_{\text{г}} (1 - \omega_{\text{с.н.}}), \end{aligned}$$

где $\omega_{\text{с.н.}} = N_{\text{с.н.}}/N_{\text{г}}$ — собственные нужды в долях выработанной мощности.

Заменяя $N_{\text{г}}$ ее значением из (2.48), получим

$$\begin{aligned} N_{\text{отп}} &= Q_{\text{т}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{т.п.}} (1 - \omega_{\text{с.н.}}) = \\ &= B Q_{\text{в}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{т.п.}} (1 - \omega_{\text{с.н.}}). \end{aligned} \quad (2.49)$$

С помощью соотношений (2.48) и (2.49) определяется КПД электростанций по выработке электроэнергии (КПД брутто)

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{N_{\text{г}}}{B Q_{\text{в}}} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{т.п.}} \quad (2.50)$$

и по отпуску электроэнергии (КПД нетто)

$$\eta_{\text{нт}} = \frac{N_{\text{отп}}}{B Q_{\text{в}}} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{т.п.}} (1 - \omega_{\text{с.н.}}). \quad (2.51)$$

а также секундный расход натурального топлива

$$B = N_{\text{г}} / (Q_{\text{в}} \eta_{\text{бр}}) = N_{\text{отп}} / (Q_{\text{в}} \eta_{\text{нт}}). \quad (2.52)$$

Если в последнем равенстве положить $Q_{\text{в}} = 29307,6$ кДж/кг (7000 ккал/кг), то полученное соотношение будет определять секундный расход условного топлива

$$\begin{aligned} B_{\text{у}} &= N_{\text{г}} / (29308 \eta_{\text{бр}}) = \\ &= N_{\text{отп}} / (29308 \eta_{\text{нт}}). \end{aligned} \quad (2.53)$$

Тепловая экономичность ТЭС может быть охарактеризована расходом натурального или условного топлива, выраженными в граммах на единицу отпущенной электроэнергии. Эти величины называются удельным расходом натурального или условного топлива по отпуску электроэнергии и определяются соотношениями

$$b = 10^3 B / N_{\text{нт}}; \quad b_{\text{у}} = 10^3 B_{\text{у}} / N_{\text{нт}}. \quad (2.54)$$

В СИ эти величины измеряются в г/кДж:

$$b = \frac{1000}{Q_{\text{в}} \eta_{\text{нт}}}; \quad b_{\text{у}} = \frac{1}{29,308 \eta_{\text{нт}}}. \quad (2.55)$$

Обычно удельный расход топлива измеряют в граммах на киловатт-час:

$$b = \frac{3,6 \cdot 10^6}{Q_{\text{в}} \eta_{\text{нт}}}; \quad b_{\text{у}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{29308 \eta_{\text{нт}}} = \frac{123}{\eta_{\text{нт}}}. \quad (2.56)$$

В процессе эксплуатации КПД ТЭС и ее агрегатов изменяется в зависимости от нагрузки, технического состояния оборудования (загрязнения поверхностей теплообмена, газоплотности котла, состояния проточной части турбины и др.), а также от внешних условий — температуры охлаждающей воды и воздуха и т. п. Показатели, соответствующие нагрузке 100% и расчетным значениям остальных величин, называются номинальными или расчетными. Они обозначаются теми же символами, что и текущие по-

казатели, но с добавлением над-
строчного индекса «ном». Для но-
минального режима, как и для те-
кущих, справедливы соотношения

$$\eta_{нт}^{ном} = \eta_{\Sigma}^{ном} \eta_{ку}^{ном} \eta_{т.п}^{ном} (1 - \omega_{с.н}^{ном}); \quad (2.57)$$

$$b_y^{ном} = 123 / \eta_{нт}^{ном}. \quad (2.58)$$

Основным показателем тепловой
экономичности конденсационных
энергоустановок является среднего-
довой удельный расход условного
топлива на отпущенную электро-
энергию, измеряемый обычно в
граммах условного топлива на ки-
ловатт-час:

$$b_y^{сг} = 1000 B_y / \mathcal{E}_{нт}, \quad (2.59)$$

где B_y — годовой расход условно-
го топлива, кг, и $\mathcal{E}_{нт}$ — годовой от-
пуск электроэнергии, кВт·ч.

На действующих электростан-
циях потребление топлива и отпуск
электроэнергии принимаются по
фактическим показателям, а на
проектируемых рассчитываются на
основе предполагаемого графика
электрической нагрузки. Для этого
рассматривают несколько харак-
терных режимов работы блока, на-
пример три режима с нагрузкой
 $N_{г1}$, $N_{г2}$, $N_{г3}$ продолжительностью
 t_1 , t_2 , t_3 . Рассчитанная по этим дан-
ным годовая выработка электро-
энергии

$$\mathcal{E}_{бр} = N_{г1}t_1 + N_{г2}t_2 + N_{г3}t_3 \quad (2.60)$$

должна быть равна планируемой
выработке.

Вместо годовой выработки элек-
троэнергии можем задаваться отно-
шением годовой выработки элек-
троэнергии в киловатт-часах к ус-
тановленной мощности генераторов N_y
в киловаттах:

$$T_y = \mathcal{E}_{бр} / N_y. \quad (2.61)$$

Эта величина называется *числом
часов использования установленной
мощности*, ч/год. По ее значению
определяют выработку электроэнер-
гии.

Для базисных электростанций
обычно $T_y \geq 5000$ ч/год, для полупи-
ковых и пиковых — соответственно

$$3000 \leq T_y \leq 4000 \text{ ч/год и } T_y \leq 1500 \text{ ч/год.}$$

Далее должны быть определе-
ны:

отпуск электроэнергии

$$\mathcal{E}_{нт1} = N_{г1}(1 - \omega_{с.н1})t_1; \quad \mathcal{E}_{нт2} =$$

$$= N_{г2}(1 - \omega_{с.н2})t_2; \quad \mathcal{E}_{нт3} =$$

$$N_{г3}(1 - \omega_{с.н3})t_3;$$

удельный расход условного то-
плива для каждого режима b_{y1} ;
 b_{y2} ; b_{y3} ;

удельный расход условного топ-
лива в среднем за год

$$b_y^{сг} = \frac{1000 B_y}{\mathcal{E}_{нт}} =$$

$$= \frac{1000 (\mathcal{E}_{нт1}b_{y1} + \mathcal{E}_{нт2}b_{y2} + \mathcal{E}_{нт3}b_{y3} + B_0)}{\mathcal{E}_{нт1} + \mathcal{E}_{нт2} + \mathcal{E}_{нт3}}, \quad (2.62)$$

где B_0 — расход топлива на пуски
и остановы.

Из-за отклонений от расчетных
условий эксплуатации среднегодо-
вой удельный расход условного то-
плива больше расчетного.

Отношение

$$\eta_{реж} = b_y^{ном} / b_y^{сг} \quad (2.63)$$

называется *эксплуатационным КПД*.
Для базисных электростанций он
составляет 0,97—0,98.

Из равенств (2.56) и (2.63)
следует

$$b_y^{сг} = b_y^{ном} / \eta_{реж} = \frac{123}{\eta_{нт}^{ном} \eta_{реж}}. \quad (2.64)$$

ВОПРОСЫ КО ВТОРОЙ ГЛАВЕ

1. Чему равен термический КПД цикла
Ренкина на насыщенном паре по рис. 2.1?

2. Как изменится КПД турбоустановки,
если увеличить количество регенеративных
подогревателей, не изменяя температуру
питательной воды?

3. Показать, что КПД цикла $P_a-P''-K_a-O'$ на рис. 2.8 больше, чем цикла
 $O-O'-I-2$.

4. Какой из потоков энергии на рис. 2.12
включает потери в подшипниках турбины?

5. Вывести соотношения для определе-
ния КПД, если электроэнергия измерена в
кулоджаулях, а теплота — в килокалориях.

Основные параметры и единичные мощности агрегатов ТЭС

3.1. Начальное давление пара и мощность турбин

На рис. 3.1 показана зависимость КПД идеального цикла Ренкина от параметров свежего пара. Как видно из рисунка, увеличение давления пара не всегда приводит к повышению КПД. При температуре перегрева пара $t_0 = 550^\circ\text{C}$, что характерно для современных турбин, наибольший КПД достигается при давлении 40 МПа. В реальных турбоустановках повышение давления дает меньший выигрыш в КПД, чем в идеальном цикле, что обусловлено следующим: с ростом давления уменьшается удельный объем пара, а следовательно, и объемный расход пара через турбину; это приводит к уменьшению внутреннего относительного КПД (см. рис. 2.3) и возрастанию потерь через концевые уплотнения. В результате реальный выигрыш в КПД становится меньше, чем в теоретическом цикле Ренкина. Если одновременно с повышением начального давления пара увеличивать мощность турбины, то этим будет компенсироваться уменьшение удельного объема и значение $\eta_{от}$ либо не изменится, либо уменьшится незначительно, а увеличение η_o будет более существенным. Так, при повышении давления с 12,75 МПа (130 кгс/см²) до 23,5 МПа (240 кгс/см²) снижение удельного расхода топлива на отпущенную электроэнергию для турбины 200 МВт составляет около 3%. Если одновременно увеличить и мощность турбины до 500 МВт, то разница возрастает до 4,5%, т. е. будет больше в 1,5 раза.

Давление свежего пара влияет не только на КПД, но и на стоимость паротурбинных установок. С одной стороны, с повышением давления свежего пара повышаются требования к качеству примене-

мых сталей, увеличиваются толщины стенок труб, арматуры, паровпускных клапанов и корпуса ЦВД и т. д., что приводит к увеличению стоимости оборудования. С другой стороны, при высоком давлении из-за меньшего удельного объема пара уменьшается его объемный расход, а следовательно, уменьшаются проходные сечения элементов парового тракта. Это обстоятельство упрощает и удешевляет оборудование и тем сильнее, чем больше мощность установки. Так, блок мощностью 200 МВт на давление свежего пара 12,75 МПа заметно дешевле, чем блок такой же мощности на давлении 23,5 МПа, но при увеличении мощности до 500 МВт их стоимость практически сравнивается. Из сказанного следует, что давление свежего пара должно выбираться в зависимости от мощности агрегатов. При этом оно должно быть тем больше, чем больше мощность установки, что видно из рис. 3.2. Заштрихованная область на этом рисунке соответствует оптимальному соотношению между мощностью и давлением пара. Заданной мощности турбины N_T на рис. 3.2 соответствует некоторый интервал давлений. Например, при $N_T = 500$ МВт начальное давление может составлять от 16,3 до 25 МПа. Установки на начальное давление пара от 17 до 22 МПа почти не применяются, так как в этом интервале давления (вблизи критической точки) ухудшается теплоотдача от стенок поверхностей нагрева котла к воде. Окончательный выбор делается на основе технико-экономического расчета.

В СССР приняты четыре ступени начального давления: 3,4; 8,8; 12,75 и 23,5 МПа или соответственно 35, 90, 130 и 240 кгс/см². Этих ступеней давления достаточно, чтобы выбрать оптимальные парамет-

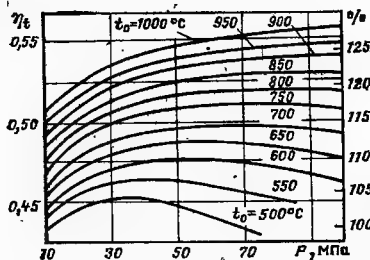


Рис. 3.1.

Рис. 3.1. Зависимость КПД идеального цикла от начальных параметров пара

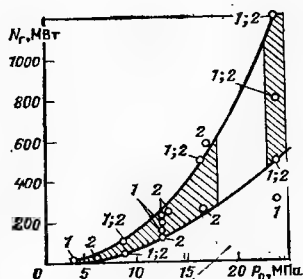


Рис. 3.2.

Рис. 3.2. Зависимость между мощностью паротурбинной установки и начальным давлением пара:

1 — СССР, 2 — зарубежные страны (США, Англия, Франция); 1* — турбина $N_0=500$ МВт на $P_0=16,3$ МПа, изготавливается в СССР по заказам стран — членов СЭВ

ры пара для любой мощности турбины, что видно из табл. 3.1. Исключение составляет интервал мощностей 300—500 МВт. В этом интервале некоторое преимущество могли бы иметь установки на 16,3 МПа. Однако с учетом перспективности крупных блоков ($N_0 \geq 500$ МВт) для масштабов энергетического строительства в СССР и ограниченного диапазона мощностей, для которых $P_0=16,3$ МПа имеет ощутимые преимущества в сравнении с $P_0=23,5$ МПа, было признано целесообразным сооружение базовых

ТЭС с начальным давлением пара 16,3 МПа.

Повышение давления свежего пара на ТЭЦ дает большую экономию топлива, поэтому турбины с регулируемым отбором и противодавлением в сравнении с турбинами конденсационными имеют при равенстве мощностей более высокое начальное давление пара: 12,75 МПа при $N_0=50-100$ МВт.

Повышение мощности агрегатов не только позволяет использовать термодинамические преимущества высокого давления, но и приводит к снижению удельных капиталовложений и дает возможность быстрее наращивать энергетические мощности.

Трудности создания крупных агрегатов разнообразны: необходимо освоить изготовление высококачественных отливок большой массы (более 100 т), прокатку толстостенных труб и т. д. Но наиболее трудной является задача обеспечения надежности больших агрегатов. Вероятность повреждения единственного оборудования примерно пропорциональна его массе. Поскольку с ростом мощности увеличивается и масса, необходимо существенно повышать надежность отдельных эле-

Таблица 3.1. Мощность и начальное давление пара турбоустановок конденсационных электростанций

Мощность турбины, МВт	Начальное давление пара, МПа	
	по рис. 3.2	фактическое
12	—	3,4
25*	4—6	8,8
50	6—8	8,8
100	8,5—12	8,8
160	10—14	12,75
200	11,5—16	12,75
300	13—18	23,7
500	16,5—25,0	23,7
800 и более	23,0—25,0	23,7

* Применено ограничение.

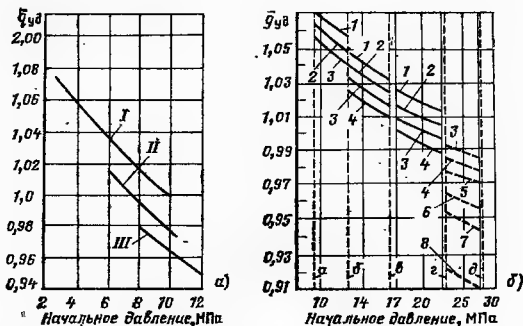


Рис. 3.3. Зависимость КПД турбоустановок от параметров пара:

а — без промежуточного перегрева; б — с промежуточным перегревом; $\eta_{уд}$ — относительное уменьшение удельного расхода теплоты на турбину; температура перегрева пара: I — 500 °С; II — 540 °С; III — 565 °С; 1 — 540/540 °С; 2 — 565/540 °С; 3 — 565/565 °С; 4 — 595/565 °С; 5 — 595/595 °С; 6 — 620/620 °С; 7 — 660/660 °С; 8 — 815/660 °С. Температура питательной воды: линия а — 221 °С; линия б — 232 °С, линия в, г — 243 °С; д — 260 °С

ментов, так как в противном случае из-за частых поврежденных потребуются большой резерв мощностей.

3.2. Температура перегрева пара

Расчетами установлено, что в интервале температур 530—650 °С повышение температуры свежего пара на каждые 50 °С уменьшает удельный расход топлива на 2,5% в установках без промперегрева и на 3% в установках с промперегревом при условии, что температура пара за промежуточным пароперегревателем также возрастает на 50 °С.

Более точная зависимость тепловой экономичности от температуры перегрева при различном давлении свежего пара показана на рис. 3.3.

Для каждой марки стали нормами Госгортехнадзора определена максимальная температура, до которой она применима (табл. 3.2). Поэтому температура перегрева лимитируется выбранной маркой стали.

Чем выше температура, тем дороже металл, из которого изготавливаются высокотемпературные элементы оборудования — пароперегреватели и паропроводы. Если стоимость труб из углеродистой стали

принять за 100%, то стоимость труб из легированных сталей составит, %:

Хромомолибденованадиевые 160—180
Высокохромистые и аустенитные . . 470—500
Аустенитные с молибденом и вольфрамом 700—800

Температура пара, выходящего из пароперегревателя (за котлом), ниже температуры металла труб пароперегревателя $t_{м.п.}$ на значение температурного напора Δt , который

Таблица 3.2. Предельные температуры применения сталей

Тип и марка стали	Предельная температура, °С	
	для поверхностей нагрева	для трубопроводов
Углеродистые (10, 20)	500	450
Хромомолибденованадиевые (12Х1МФ, 15Х1М1Ф)	565	570
Высокохромистые с вольфрамом (молибденом) (1Х12В2МФ)	630	600
Аустенитные (Х18Н12Т)	640	610
Аустенитные с молибденом (вольфрамом) и ниобием (Х14Н18В2БР, Х16Н16В2МБР)	700	650

ориентировочно равен 40°C :

$$t_{\text{пе}} = t_{\text{м.п}} - \Delta t = t_{\text{м.п}} - 40. \quad (3.1)$$

Температура пара перед турбиной t_0 на 5°C ниже, чем за котлом, из-за потерь в окружающей среде и дросселирования в паропроводах:

$$t_0 = t_{\text{пе}} - 5, \quad (3.2)$$

и, следовательно,

$$t_0 = t_{\text{м.п}} - 45. \quad (3.3)$$

Температура металла трубопроводов $t_{\text{м.т}}$ принимается такой же, как температура движущейся в них среды. Следовательно, максимальная температура металла паропроводов

$$t_{\text{м.т}} = t_{\text{пе}} = t_0 + 5, \quad (3.4)$$

откуда

$$t_0 = t_{\text{м.т}} - 5. \quad (3.5)$$

Комбинируя различные марки сталей паропроводов и пароперегревателей, можно создавать установку на ту или иную температуру перегрева пара.

Предельные температуры пара перед турбиной, определенные по соотношениям (3.3) и (3.5) в зависимости от типов сталей пароперегревателей и паропроводов, приведены в табл. 3.3. Эта таблица составлена следующим образом. Если, например, пароперегреватель и па-

Таблица 3.3. Предельная температура перегрева пара перед турбиной в зависимости от типа сталей паропроводов и пароперегревателей

Тип сталей		Предельная температура пара перед турбиной, $^{\circ}\text{C}$
паропроводов	пароперегревателей	
У	У	435—440
ХМФ	У	450
ХМФ	ХМФ	535—540
ХМФ	А или ВХ	555—565
ВХ или А	А	590—595
А	АМ	600—605
АМ	АМ	650

Примечание. Обозначение сталей: У — углеродистая; ХМФ — хромомолибденованадиевая; ВХ — высокохромистая; А — аустенитная; АМ — аустенитная с молибденом или вольфрамом и никелем.

ропровод выполнены из стали 12Х1МФ, то в соответствии с равенствами (3.3), (3.5) и данными табл. 3.2 максимальная температура пара по условиям работы металла пароперегревателя и паропроводов соответственно составит

$$t_0 = t_{\text{м.п}} - 45 = 540^{\circ}\text{C};$$

$$t_0 = t_{\text{м.т}} - 5 = 565^{\circ}\text{C}.$$

Из двух результатов выбирают меньший — в данном случае 540°C . Для повышения надежности температура пара иногда принимается на $5—10^{\circ}\text{C}$ ниже максимальной или выходной пакет пароперегревателя выполняется из стали более высокого класса, как это сделано в котлах для турбин на 23,5 МПа, 540°C , где хромомолибденованадиевая сталь заменена аустенитной.

На рис. 3.4 схематически показано изменение удельных капиталовложений в оборудование и трубопроводы в зависимости от температуры свежего пара. При изменении класса металла происходит скачкообразное изменение стоимости оборудования. Дальнейшее увеличение температуры перегрева сопровождается плавным повышением стоимости в основном из-за снижения допустимого напряжения для металла.

При выборе параметров свежего пара необходимо учитывать их влияние не только на КПД и стоимость оборудования, но и на влажность пара за турбиной, которая тем больше, чем выше давление свежего пара и меньше перегрев. Если влажность пара превышает некоторое предельное значение, то во избежание интенсивной капельной эрозии она должна быть уменьшена за счет изменения начальных параметров или введения промежуточного перегрева, который уменьшает влажность отработавшего пара (см. рис. 2.9). На рис. 3.5 показана зависимость между начальными параметрами пара и его влажностью за последней ступенью турбин без промежуточного перегрева. Предельно допустим

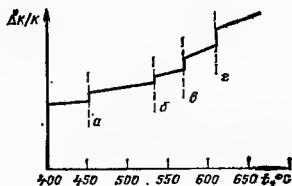


Рис. 3.4.

Рис. 3.4. Изменение удельных капиталовложений в оборудование в зависимости от температуры свежего пара:

а — замена углеродистой стали на перлитную типа 16Х1М1Ф в паропроводах и выходном пакете пароперегревателя; б — замена перлитной стали на аустенитную типа 1Х18Н10Т в выходном пакете пароперегревателя; в — замена перлитной стали на аустенитную в паропроводах; г — замена аустенитной стали типа 1Х18Н10Т на аустенитную типа 1Х18Н14В2БР с вольфрамом и повышенным содержанием никеля

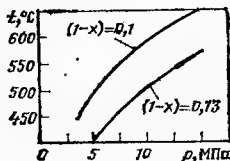


Рис. 3.5.

Рис. 3.5. Зависимость между температурой и давлением свежего пара при влажности пара за турбиной 10 и 13%

мая влажность за турбиной составляет обычно 8—10% при длине последней лопатки 750—1000 мм и 13% при длине до 600 мм.

Исходя из изложенных выше соображений о влиянии температуры перегрева свежего пара на стоимость установок, их КПД и влажность пара за турбиной, в практике современного энергостроения принимаются следующие решения.

Установки с высокой начальной температурой пара, требующие большого расхода дорогих аустенитных сталей, не находят широкого применения в теплоэнергетике; имеются лишь несколько опытно-промышленных ТЭС с $t_0 \geq 600^\circ\text{C}$. Практически как в СССР, так и за рубежом ограничиваются перегревом пара, как правило, не выше 540°C и лишь в некоторых случаях 560 — 565°C .

Турбоустановки всех типов на давление свежего пара 23,5 МПа и конденсационные турбоустановки на давление 12,75 МПа имеют температуру свежего пара и пара после промежуточного перегрева, равную 540°C . Благодаря промежуточному перегреву не только обеспечивается допустимая для крупных турбин влажность отработавшего пара на уровне 8—10%, но и снижается

удельный расход топлива на 4%.

Турбоустановки с регулируемым отбором на давление свежего пара 12,75 МПа выполняются, как правило, без промежуточного перегрева (см. § 2.4), но с более высокой начальной температурой пара, равной 555°C , что необходимо для обеспечения допустимой влажности отработавшего в турбине пара¹.

Турбины всех типов на давление 8,8 МПа имеют температуру перегрева, близкую к предельной для перлитных сталей (535°C). Для установок малой мощности на давление 3,5 МПа температура перегрева принята равной 435°C (используется углеродистая сталь).

3.3. Температура питательной воды

Из равенства (2.38) следует, что подогрев питательной воды, соответствующий максимуму КПД, составляет

$$t_{\text{п.в}}^{\text{опт}} - t_{\text{п}} = \frac{z}{z+1} (t_{\text{ос}} - t_{\text{п}}). \quad (3.6)$$

¹ Промежуточный перегрев имеет лишь одна теплофикационная турбина на 12,75 МПа типа Т-180/210-130, создаваемая на базе конденсационной турбины К-200-130.

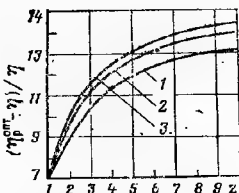


Рис. 3.6.

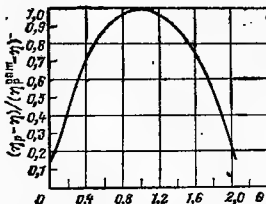


Рис. 3.7.

Рис. 3.6. Зависимость тепловой экономичности турбоустановки от числа подогревателей при оптимальной температуре питательной воды:

η — КПД цикла без регенерации; $\eta_{\text{опт}}$ — то же с оптимальной регенерацией ($\theta=1$); 1 — $p_0=8,8$ МПа, $t_0=535^\circ\text{C}$; 2 — $p_0=12,75$ МПа, $t_0=565^\circ\text{C}$; 3 — $p_0=12,75$ МПа, $t_0=540^\circ\text{C}$

Рис. 3.7. Влияние недогрева воды до $t_{\text{п.в.опт}}$ на тепловую экономичность:

η_p — КПД при $\theta \neq 1$; остальные обозначения те же, что и на рис. 3.6

По причинам, излагаемым ниже, фактический подогрев питательной воды $t_{\text{п.в.}} - t_{\text{к}}$ принимается меньше, чем $t_{\text{п.в.опт}} - t_{\text{к}}$. Этот подогрев удобно характеризовать безразмерной величиной

$$\sigma_p = t_{\text{п.в.}} - t_{\text{к}} / (t_{0\text{с}} - t_{\text{к}}),$$

называемой степенью регенерации. Умножив и поделив правую часть последнего равенства на $t_{\text{п.в.опт}} - t_{\text{к}}$, получим

$$\sigma_p = \frac{t_{\text{п.в.}} - t_{\text{к}}}{t_{0\text{с}} - t_{\text{к}}} \cdot \frac{t_{\text{п.в.опт}} - t_{\text{к}}}{t_{\text{п.в.опт}} - t_{\text{к}}} \quad (3.7)$$

Первый из сомножителей

$$\sigma_p^{\text{опт}} = (t_{\text{п.в.опт}} - t_{\text{к}}) / (t_{0\text{с}} - t_{\text{к}}) \quad (3.8)$$

есть термодинамически оптимальная степень регенерации, которая в соответствии с (3.6) равна

$$\sigma_p^{\text{опт}} = z / (z + 1). \quad (3.9)$$

Второй сомножитель

$$\theta = (t_{\text{п.в.}} - t_{\text{к}}) / (t_{\text{п.в.опт}} - t_{\text{к}}) \quad (3.10)$$

характеризует недогрев питательной воды до термодинамически оптимальной температуры. Используя равенства (3.7), (3.8) и (3.10), запишем

$$\sigma_p = \sigma_p^{\text{опт}} \theta, \quad (3.11)$$

или

$$\sigma_p = \frac{z}{z + 1} \theta. \quad (3.12)$$

На рис. 3.6 представлена зависимость относительного изменения КПД от z при $\theta=1$:

$$(\eta_{\text{опт}} - \eta) / \eta = f(z).$$

На рис. 3.7 представлена зависимость изменения КПД от θ , справедливая при любом z :

$$\frac{\eta_p - \eta}{\eta_{\text{опт}} - \eta} = f(\theta).$$

Если же z и θ меняются одновременно, то относительное изменение КПД определяется как произведение поправок:

$$\frac{\eta_p - \eta}{\eta} = \frac{\eta_p^{\text{опт}} - \eta}{\eta} \cdot \frac{\eta_p - \eta}{\eta_p^{\text{опт}} - \eta}. \quad (3.13)$$

При одном и том же значении σ_p выигрыш в тепловой экономичности зависит от количества регенеративных подогревателей: чем их больше, тем больше выигрыш в КПД. Так, для турбоустановки с начальными параметрами 12,75 МПа, 540°C и степенью регенерации $\sigma_p=0,75$ при $z=3$ и $\theta=1$ относительный выигрыш в КПД в сравнении с циклом без регенера-

цен составляет

$$\frac{\eta_p - \eta}{\eta} = \frac{\eta_p^{\text{опт}} - \eta}{\eta} \frac{\eta_p - \eta}{\eta_p^{\text{опт}} - \eta} = 11,5 \cdot 1 = 11,5\%$$

Если же $z=7$ и $\theta=0,855$, а $\sigma_p = \frac{7}{8} \cdot 0,855 = 0,75$, как и в предыдущем примере, то

$$\frac{\eta_p - \eta}{\eta} = \frac{\eta_p^{\text{опт}} - \eta}{\eta} \frac{\eta_p - \eta}{\eta_p^{\text{опт}} - \eta} = 13,7 \cdot 0,98 = 13,4\%$$

Несмотря на равенство температур питательной воды в обоих вариантах во втором случае достигается бо́льшая экономия топлива, чем в первом.

При одинаковых параметрах питательной воды и свежего пара удельный расход пара на турбину тем меньше, чем выше КПД турбоустановки. Поэтому во втором случае уменьшаются паропроизводительность котла, производительность деаэраторов и насосов, диаметры трубопроводов, что также дает экономию капитальных затрат. Однако во втором варианте устанавливается на четыре подогревателя больше, чем в первом, что требует дополнительных капиталовложений.

На основании технико-экономических расчетов установлено, что

при заданной степени регенерации наилучшие технико-экономические показатели достигаются при $\theta = 0,75 \div 0,85$. Выбор же самой величины степени регенерации рассмотрен ниже.

На рис. 3.8 показана зависимость относительного изменения удельного расхода пара на турбину от степени регенерации. Как видно из графика, чем больше σ_p , тем больше и удельный расход пара. При этом из-за увеличения паропроизводительности котла возрастает его стоимость несмотря на снижение тепловой мощности, обусловленное уменьшением теплосъема в экономайзерных поверхностях нагрева; увеличиваются диаметры трубопроводов, стоимость питательных насосов, деаэраторов. Все это приводит к увеличению капиталовложений на некоторую величину Δk_1 . Вместе с тем повышение тепловой экономичности уменьшает и удешевляет топливоподачу, пылеприготовление, газовоздушный тракт и систему отвода теплоты в холодный источник на некоторое значение Δk_2 . Следовательно, суммарное изменение капиталовложений составит

$$\Delta k = \Delta k_1 - \Delta k_2.$$

Расчетами установлено, что при $\sigma_p \leq 0,45 \div 0,5$ справедливы неравенства $\Delta k_2 > \Delta k_1$ и $\Delta k < 0$. Поэтому регенерация при $\sigma_p \leq 0,45 \div 0,5$ является абсолютно эффективной, т. е. дает выигрыш в расходе топлива, ие повышая общих капиталовложений.

В интервале σ_p от 0,45—0,5 до 0,65—0,75 выигрыш в расходе топлива окупает дополнительные капиталовложения. Увеличение степени регенерации на ТЭС, сжигающих органическое топливо, сверх 0,75, как правило, экономически нецелесообразно, так как выигрыш в расходе топлива не превышает 1%, а расход пара при этом увеличивается на 15%, что вызывает значительные дополнительные капиталовложения.

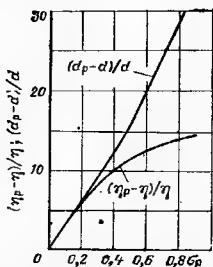


Рис. 3.8. Относительное изменение КПД и удельного расхода пара в зависимости от степени регенерации

Чем дороже топливо и чем больше среднегодовая нагрузка агрегатов, тем бблшая экономия затрат на топливо достигается при увеличении σ_p . Поэтому для базовых установок с числом часов использования установленной мощности около 5500 ч/год степень регенерации обычно принимают около 0,75. При такой степени регенерации и, например, $\theta=0,8$ из (3.12) получим $z/(z+1)=\sigma_p/\theta=0,75/0,8$,

откуда с округлением до целочисленного значения следует $z=8$.

Для полупиковых установок с числом часов использования установленной мощности 3500 ч/год обычно $\sigma_p=0,5-0,6$ и $z=3-4$.

Давление в отборах при $\theta < 1$ выбирается также, как и при термодинамически оптимальной температуре подогрева питательной воды, т. е. исходя из подогрева воды во всех подогревателях на одну и ту же величину:

$$\Delta t = (t_{n,n} - t_k) / z. \quad (3.14)$$

В установках с промежуточным перегревом пара равномерный нагрев питательной воды по ступеням не является оптимальным решением, поэтому результаты, полученные в § 2.4, и соотношение (3.14) не вполне пригодны для данного случая. Исследования и расчеты показали, что после промежуточного перегрева пара целесообразно устанавливать шесть-семь подогревателей с равномерным нагревом воды по ступеням на 22—26 °C в каждом (отборы 3—8 на рис. 2.8). Кроме того, один отбор осуществляется непосредственно перед промежуточным перегревом (отбор 2 на рис. 2.8). Термодинамически выгодно за счет пара этого отбора обеспечить приращение температуры воды в 1,6—1,8 раза большее, чем в остальных подогревателях. Далее вода либо поступает в котел, либо нагревается еще в одной ступени на 20—25 °C (отбор 1 на рис. 2.8). При установке этого подогревателя удельный расход топлива снижается на 0,7—0,9 %.

При установке поверхностных подогревателей важной характеристикой системы регенерации является значение недогрева воды на выходе из j -го подогревателя θ_j'' до температуры насыщения отборного пара t_s :

$$\theta_j'' = t_s - t_j'',$$

где t_j'' — действительная температура питательной воды за j -м подогревателем.

Чем больше эта величина, тем выше температурный напор в подогревателе и меньше его поверхность. Но одновременно уменьшается КПД турбоустановки, поскольку для нагрева воды до заданной температуры требуется пар более высокого давления.

Обычно недогрев составляет 1,5—3 °C в ПНД и 3—5 °C в ПВД. Если во всех подогревателях недогрев до температуры насыщения увеличить на 1 °C, то расход топлива увеличится на 0,08—0,12 %.

3.4. Конечные параметры пара

В конденсаторы современных отечественных паровых турбин обычно поступает пар влажностью 8—13 % с параметрами 3,5—5 кПа, с температурой насыщения примерно 27—33 °C. При этих условиях снижение температуры насыщения пара на 1 °C увеличивает располагаемый теплоперепад в турбине на 7—7,5 кДж/кг.

Действительный теплоперепад, а следовательно, и мощность турбины также возрастают, но значительно меньше, что обусловлено дополнительными потерями в рабочих и сопловых лопатках и особенно с выходной скоростью (при уменьшении давления пара возрастает его объем, а следовательно, возрастают выходная скорость и потери с ней).

На рис. 3.9 показано относительное изменение мощности турбины в зависимости от конечных параметров пара при различных удельных паровых нагрузках выходного сечения m_x , определяемых как отноше-

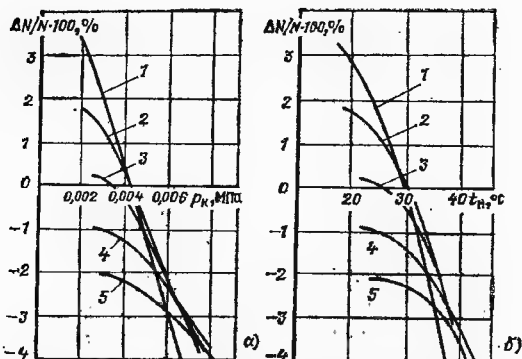


Рис. 3.9. Относительное изменение мощности турбин на 23,5 МПа, 540/540 °С в зависимости от конечного давления (а) и температуры насыщения в конденсаторе (б) при различной удельной паровой нагрузке выходного сечения:

1 — $m_p = 13$ т/(м²·ч); 2 — $m_p = 19,5$ т/(м²·ч); 3 — $m_p = 28,5$ т/(м²·ч); 4 — $m_p = 32,5$ т/(м²·ч); 5 — $m_p = 39$ т/(м²·ч)

ние расхода пара через ступень, т/ч, к площади выхлопа ступени, м². Снизить конечные параметры пара, уменьшить выхлопные потери и тем самым увеличить мощность и КПД установки можно в результате следующих мероприятий:

снижения температуры охлаждающей воды, но не ниже некоторого предела, определяемого природными условиями;

увеличения теплопередающей поверхности конденсатора;

интенсификации теплообмена в конденсаторе;

увеличения площади выхлопа турбины путем использования длинных лопаток последних ступеней или увеличения количества выхлопов.

Выбор оптимальных значений перечисленных величин является сложной технико-экономической задачей. На базисных электростанциях, сооружаемых в европейской части СССР, обычно принимают: среднегодовую температуру охлаждающей воды 12—20 °С, расход

охлаждающей воды на 1 т пара 45—60 м³, удельную паровую нагрузку конденсатора 35—45 кг/ч на 1 м², удельную паровую нагрузку на выхлоп 25—30 т/ч на 1 м². При перечисленных условиях давление в конденсаторе обычно составляет 3,5—4,5 кПа, а выхлопные потери составляют 32—50 кДж/кг.

ВОПРОСЫ К ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ

1. Какая наименьшая температура перегрева пара допустима для турбины К-100-90 по условию конечной влажности пара?

2. Требуется ли применение высокохромистых или аустенитных сталей для изготовления поверхностей нагрева котла и трубопроводов блока с перегревом пара 570 °С?

3. Какими факторами определяется экономически целесообразная температура регенеративного подогрева питательной воды?

4. Во сколько раз изменятся потери с выходной скоростью, если конечное давление пара уменьшится в 1,5 раза при сохранении остальных условий? (Принять, что водяной пар подчиняется законам идеального газа.)

Элементы тепловой схемы ТЭС

4.1. Система регенеративного подогрева питательной воды

Тепловая схема ТЭС является схемой пароводяного тракта, в который входит основное оборудование — паровой котел и паровая турбина, а также система регенеративного подогрева питательной воды вместе с трубопроводами и насосами, осуществляющими прокачку воды через цепочку подогревателей и подающих воду для питания котла при необходимом давлении. На рис. 4.1 показана схема регенеративного подогрева с поверхностными подогревателями и тремя насосами, которые должны работать синхронно (например, от общего привода). Первый насос 1 прокачивает основной конденсат из конденсатора 2 через первую группу подогревателей 3 и подает ее во всас второго насоса 4 с необходимым подпором, который обеспечивает работу второго насоса без кавитации. Второй насос прокачивает воду через вторую группу подогревателей 5, в которой осуществляется подогрев до температуры питательной воды, и подает во всас третьего насоса 6 с необходимым подпором. Третий насос развивает давление, необходимое для питания парового котла. В каждом насосе в результате перехода механической энергии в теплоту энтальпия воды повышается на

$$\Delta h_n' = \frac{v_n^{cp} \Delta p}{\eta_n^{вн}} 10^{-3}, \quad (4.1)$$

где $\Delta h_n'$ — повышение энтальпии воды, кДж/кг; Δp — повышение давления в насосе, МПа; v_n^{cp} — сред-

неарифметический удельный объем в изэнтропном процессе сжатия воды в насосе, м³/кг; $\eta_n^{вн}$ — внутренний КПД насоса.

Рассмотрим $\Delta h_n'$ для конкретной установки. Принимаем давление после I насоса $p_{н1}$, после II $p_{н2}$ и после III $p_{н3}$ соответственно 2, 9, 32 МПа. Температура подогрева в последнем подогревателе $t_{п.в} = 270^\circ\text{C}$, чему соответствует давление насыщения $p_s = 7$ МПа. Давление воды в последнем подогревателе должно быть выше $p_{н3}$, чтобы не было вскипания. Добавляем еще запас на подпор в III насосе и получаем $p_{н3} = 9$ МПа. Рассчитаем с помощью (4.1) повышение энтальпии воды:

	I насос	II насос	III насос
Давление воды, МПа:			
на входе . . .	0,05	1,2	7,5
на выходе . . .	2	9,0	32
Повышение давления, МПа . . .	1,95	7,8	24,5
Удельный объем воды, м ³ /кг:			
на входе . . .	0,001	0,001090	0,00129
на выходе . . .	0,001	0,001096	0,00118
средний . . .	0,001	0,001093	0,001235
Внутренний КПД насоса	0,8	0,8	0,8
Повышение энтальпии, кДж/кг . . .	2,43	10,65	29,5

При определении давления воды на входе во II и III насосы учтено наличие давления из-за гидравлических сопротивлений тракта.

Общее повышение энтальпии воды в системе регенеративного подогрева $h_{п.в} + \Delta h_{н2} + \Delta h_{н3} - h_n = 1180 + 39,5 - 137 = 1082,5$ кДж/кг, в том числе повышение энтальпии во всех трех насосах 52,58 кДж/кг, или 4,85 %.

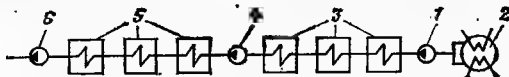


Рис. 4.1. Схема регенеративного подогрева с поверхностными подогревателями

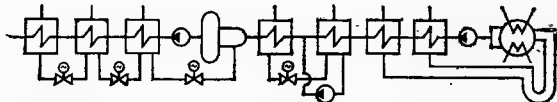


Рис. 4.2. Схема регенеративного подогрева с деаэратором, ПВД и ПНД

Возможны три варианта установки насосов. Ставится один только I насос, который развивает полное необходимое давление. Повышение энтальпии воды для условий рассматриваемого примера составит 39,6 кДж/кг, что означает существенное снижение расхода энергии на перекачку против варианта трех насосов.

Вариант одного насоса означает, что все подогреватели с водяной стороны оказываются под полным давлением, что усложняет и удорожает всю установку. Вариант установки двух насосов (I и II) означает, что первая группа подогревателей находится с водяной стороны под низким давлением первого насоса; такой насос называется *конденсатным*, а подогреватели — *подогревателями низкого давления* (ПНД). Вторая группа подогревателей оказывается с водяной стороны под высоким давлением II насоса; этот насос называется *питательным*, а подогреватели — *подогревателями высокого давления* (ПВД).

В варианте с тремя насосами ПВД с водяной стороны находится под промежуточным давлением, создаваемым первой ступенью питательного насоса (II насос), что является преимуществом. Кроме того, в этом варианте повышение энтальпии воды в III насосе не вытесняет отбор на регенеративный подогреватель, что имеет место в варианте двух насосов.

Считается, что варианты двух и трех насосов экономически равноценны.

Приведенная схема с одними поверхностными подогревателями является бездеаэрационной и пригодна

при применении нейтрального водного режима с дозированием газообразного кислорода в конденсатный тракт.

Широко распространены установки, в которых в схему регенеративного подогрева включен деаэрактор, представляющий собой смешивающий подогреватель. В этом случае питательный насос ставится после деаэратора. Подобная схема представлена на рис. 4.2. Система регенеративного подогрева имеет три ПВД с каскадным сливом дренажей, которые сливаются в деаэрактор, и группу ПНД. Первые две по ходу конденсата ПНД питаются паром из вакуумных отборов турбины, что в эксплуатации приводит к повышенным присосам воздуха, нарушающего процесс теплоотдачи от конденсирующегося пара. В результате в этих подогревателях имеют место повышенные недогревы пара и пониженная температура конденсата, что приводит к перегрузке третьего ПНД. Перегрузка третьего ПНД вызывает повышенную вибрацию трубного пучка, приводящую к выходу из строя трубок подогревателя. Поэтому оказалось целесообразным первые два ПНД выполнять смешивающего типа, в которых обеспечивается подогрев до температуры насыщения греющего пара. На рис. 4.3 показана схема (ЦКТИ—ВТИ) группы ПНД турбины К-300-240 с двумя смешивающими подогревателями. Конденсат греющего пара ПНД4 сливается каскадно в ПНД3, из ПНД3 через охладитель дренажа — в ПНД2.

На сливных линиях установлены регулирующие клапаны, с помощью которых в поверхностных подогревателях ПНД4 и ПНД3 поддержи-

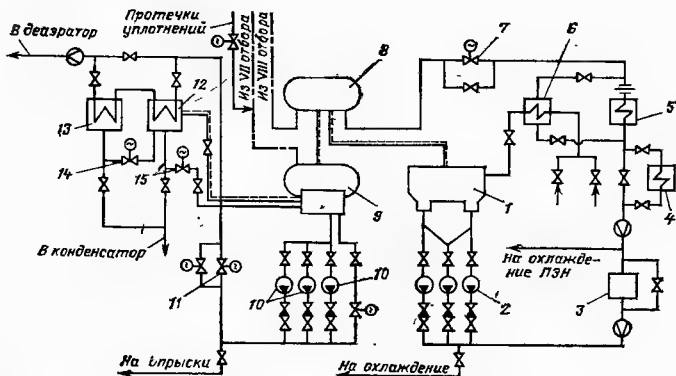


Рис. 4.3. Комбинированная схема регенерации низкого давления:

1 — конденсатор; 2 — конденсатные насосы I ступени; 3 — обессоливающая установка; 4 — газоохладитель; 5 — салыниковый подогреватель; 6 — охладитель дренажей; 7 — регулятор уровня в конденсаторе; 8 — ПНД1 смешивающего типа; 9 — ПНД2 смешивающего типа; 10 — конденсатные насосы II ступени; 11 — регулятор уровня в ПНД2; 12 — ПНД2 поверхностного типа; 13 — ПНД4 поверхностного типа; 14, 15 — регуляторы уровня ПНД3 и ПНД4

вается постоянный уровень конденсата.

Основной конденсат из конденсатора прокачивается конденсатными насосами I ступени через блочную обессоливающую установку (БОУ) и салыниковый подогреватель в ПНД1 смешивающего типа, имеющий напорное водораспределительное устройство. В ПНД1 подводится пар VIII отбора по паропроводу.

Внутри корпуса помещается охладитель выпара, из верхней части которого осуществляется отсос паровоздушной смеси в конденсатор. Конденсат стекает в водяной отсек в нижней части подогревателя, из которой поступает к конденсатным насосам II ступени. Греющий пар из VII отбора турбины поступает в ПНД2, конденсат откачивается конденсатными насосами II ступени.

Уровень в водяных отсеках ПНД1 и ПНД2 регулируется посредством регулирующих клапанов (РУП1 и РУП2), установленных на линиях конденсата после конденсатных насосов.

Таким образом, элементами водоподогревательной системы являются:

регенеративные подогреватели низкого и высокого давления, поверхностного и смешивающего типа, а также насосы — конденсатные и питательные. В систему регенеративного подогрева могут быть включены испарители и их конденсаторы, предназначенные для приготовления дистиллята, используемого для подпитки пароводяного тракта.

4.2. Регенеративные подогреватели низкого давления

4.2.1. Подогреватели низкого давления, поверхностного типа

Изготавливаемые в СССР регенеративные подогреватели поверхностного типа низкого и высокого давления регламентированы отраслевым стандартом — ОСТ 108 271.17-76. Подогреватели характеризуются следующими параметрами: площадью поверхности теплообмена по наружному диаметру и эффективной длиной труб, номинальным тепловым потоком при расчетном подогреве, рабочим давлением пара в корпусе, рабочим

давлением воды в трубной системе, максимальной температурой пара на входе, номинальным массовым расходом и максимальной температурой нагреваемой воды.

Пример условного обозначения: ПН-400-26-7-II означает ПНД с поверхностью теплообмена 400 м^2 , с давлением нагреваемой воды $2,6 \text{ МПа}$ и максимальным давлением греющего пара в корпусе $0,7 \text{ МПа}$. Римская цифра обозначает модификацию, характеризующую габаритные размеры подогревателя и диаметры патрубков подвода греющего пара, подвода и отвода нагреваемой воды и отвода конденсата греющего пара при одинаковом корпусе.

Подогреватели низкого давления выполняются вертикального типа с U-образными трубками и с трубной доской. Трубки применяются из латуни марки ЛО70-1.

Допускается применение труб из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т. При сверхкритическом начальном давлении пара в последний попадает медь, оказавшаяся в питательной воде в результате электрохимической коррозии латунных трубок. Окислы меди дают труднудаляемые отложения на лопатках турбин. Поэтому при сверхкритическом давлении пара предпочтительней заменить латунные трубки трубками из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. В этом случае в обозначение добавляется НЖ, например ПН-400-26-7-ПНЖ.

Рассмотрим конструкцию и тепловой расчет вертикального поверхностного ПНД: на рис. 4.4 показан разрез поверхностного ПНД вертикального типа. Трубная система, состоящая из U-образных латунных трубок, развальцованных в стальной трубной доске, помещена в сварной корпус, имеющий сверху фланец, на который ложится трубная доска. Сверху ставится водяная камера, фланец которой ложится на трубную доску. В результате трубная доска зажмается между фланцами корпуса и водяной каме-

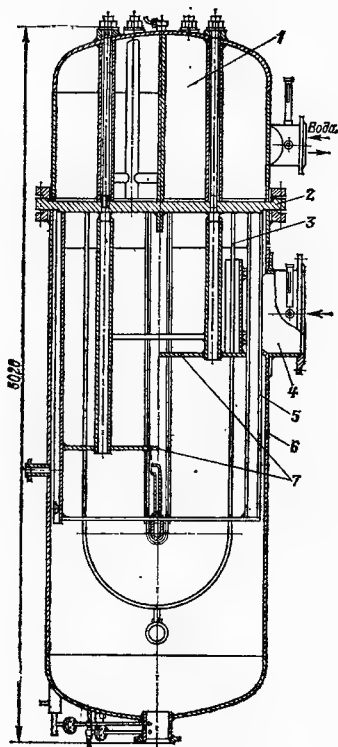


Рис. 4.4. Поверхностный ПНД вертикального типа:

1 — водяная камера; 2 — трубная доска; 3 — трубная система; 4 — патрубок подвода греющего пара; 5 — каркас трубной системы; 6 — корпус; 7 — перегородка трубной системы

ры, которые крепятся друг к другу шпильками. Кроме того, водяная камера крепится к трубной доске посредством анкерных связей, которые разгружают трубную доску от нагрузки, создаваемой давлением воды. Вода подводится в водяную камеру, разделенную перегородкой, и поступает в трубки. Пройдя по U-образным трубкам и нагреваясь, вода попадает в другую по-

ловину водяной камеры и через выходной патрубок выходит из подогревателя.

Пар поступает в корпус через паровой патрубок, сталкивается с паротбойным щитком и растекается внутри корпуса, омывая трубки с водой. Устойчивость трубной системы придает легкий каркас, к которому крепятся перегородки, через отверстия в которых пропущены трубки. Перегородки направляют поток пара и обеспечивают сток конденсата в нижнюю часть корпуса, где посредством регулирующего клапана на сливной линии поддерживается заданный уровень воды. Системой автоматического регулирования уровня воды в корпусе снабжены все пароводяные подогреватели. Управление регулирующим клапаном осуществляется электронным регулятором, получающим импульс по уровню конденсата в корпусе.

Для наблюдения за уровнем конденсата подогреватель низкого давления снабжается водоуказательным стеклом. На указателе уровня нанесены отметки минимально допустимого уровня, области рабочего уровня, максимально допустимого уровня.

Воздух, который может попадать вместе с паром в подогреватель в режиме, когда корпус находится под разрежением (например, в пусковых режимах), не конденсируется, собирается в нижней части корпуса, откуда удаляется по трубке системы отсоса воздуха в конденсатор турбины.

Увеличение единичной мощности турбины приводит к укрупнению ПНД путем увеличения диаметра корпуса и высоты. В турбоустановке К-300-240 ПНД4 последний перед деаэратором выполнен с встроенным охладителем пара. Подвод пара осуществляется в нижнюю часть корпуса. Конденсат, подогретый в собственно подогревателе конденсирующимся паром, частично поступает в трубки, выделенные в качестве охладителя пара и отгоро-

женные перегородкой. Греющий пар поднимается вверх в охладителе пара, отдавая теплоту перегрева, и через прорези в перегородке поступает сверху в собственно подогреватель.

На рис. 4.5 представлены разрезы ПНД турбины К-800-240. Диаметр корпуса 2600 мм, высота 8470 мм. Подогреватель имеет встроенные охладитель дренажа и охладитель пара. Трубки — U-образные из нержавеющей стали.

4.2.2. Тепловой расчет подогревателя низкого давления поверхностного типа

Задача теплового расчета состоит в определении поверхности теплообмена подогревателя F и конструктивных размеров его элементов. Поверхность теплообмена F определяется из уравнения теплопередачи

$$F = Q / k \Delta t_{\text{пор}}, \quad (4.2)$$

где Q — тепловая нагрузка подогревателя при номинальной нагрузке турбоустановки, которая известна из теплового баланса; k — коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{\text{пор}}$ — средняя логарифмическая разность температур.

Для подогревателя без охладителей пара и дренажа теплота к воде передается от конденсирующегося на трубках пара при температуре насыщения t_n . В этом случае имеем

$$\Delta t_{\text{пор}} = \frac{t'' - t'}{\ln \frac{t_n - t''}{t_n - t'}}, \quad (4.3)$$

где t' и t'' — температуры воды на входе и выходе подогревателя.

Тепловая нагрузка, определяемая по другой стороне подогревателя,

$$Q = G_b (c''t'' - c't') = c_b G_b (t'' - t'), \quad (4.4)$$

где G_b — секундный расход воды; c' и c'' — средняя теплоемкость воды при температурах t' и t'' ; так как $c'' \approx c'$, принимаем среднее значение c_b .

Подставив значения Q из (4.4) и $\Delta t_{\text{пор}}$ из (4.3):

$$F = \left(c_b G_b \ln \frac{t_n - t''}{t_n - t'} \right) / k. \quad (4.5)$$

Температура насыщения определяется по таблицам водяного пара при давлении в подогревателе $p_{\text{отб}} = p_{\text{отб}} - \Delta p$, где Δp — падение давления из-за гидравлических сопротивлений на участке от отбора до подогревателя (принимают $\Delta p = 0,08 p_{\text{отб}}$).

Схема теплообмена показана на рис. 4.6. Поскольку трубки тонкостенные, расчет ведется по формулам для плоской стенки.

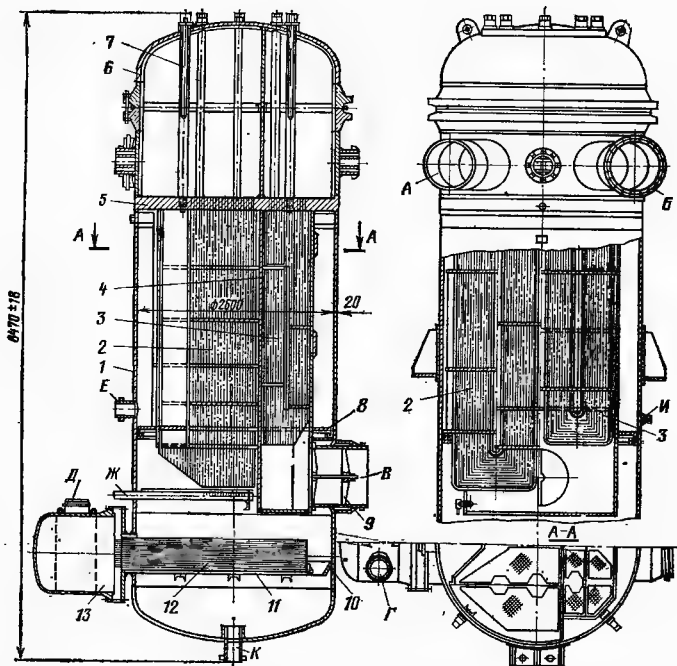


Рис. 4.5. ПНД турбины К-800-240:

1 — корпус; 2 — трубный пучок собственно подогревателя; 3 — трубный пучок охладителя пара; 4 — кожух охладителя пара; 5 — трубная доска; 6 — крышка; 7 — анкерная связь; 8 — гидрозватор; 9 — паровпускное устройство; 10 — поддон; 11 — кожух охладителя дренажа; 12 — трубный пучок охладителя дренажа; 13 — водяная камера ОД; патрубки: А — подвод основного конденсата КСП; Б — отвод основного конденсата из СП; В — подвод греющего пара к ПО; Г, Д — подвод и отвод основного конденсата ОД; Е — подвод дренажа; Ж — отсос паровоздушной смеси; И — подвод паровоздушной смеси из ПНД более высокого давления; К — отвод конденсата греющего пара

Расчет коэффициента теплопередачи ведется для средней температуры воды $t_f = t_{ж} - \Delta t_{лог}$.

Падение температуры в процессе теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке

$$\Delta t_f = t_{ж} - t_{ст1} = q / \alpha_1, \quad (4.6)$$

где q — удельная мощность теплового потока;

$$q = Q / F.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке определяется формулой

$$\alpha_1 = c \sqrt{\frac{\lambda_{ж} \delta_{пж}^2 g r'}{\rho_{ж} (t_{ж} - t_{ст1}) h}}, \quad (4.7)$$

где c — коэффициент, равный для вертикальных трубок 1,15 и для горизонтальных 0,73; $r' = h_{ж} - h_{пж}$ — теплота конденсации; h — определяющий геометрический размер (для вертикальных подогревателей h — расстояние между паронаправляющими перегород-

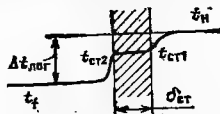


Рис. 4.6. Схема теплообмена

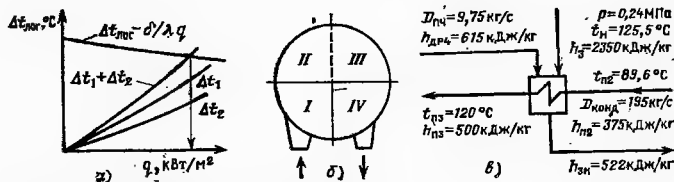


Рис. 4.7. Расчет подогревателя низкого давления:

а — графическое определение мощности удельного теплового потока; б — схема расположения перекрестков в четырехходовом ПНД; в — расчетная схема подогревателя

ками по вертикали; для горизонтальных трубок $h = n d_n$, где n — число трубок по вертикали; d_n — наружный диаметр трубок).

Формулу (4.7) можно записать в виде

$$\alpha_1 = cB(r')^{0,35}(t_n - t_{\text{сг1}})^{-0,25}h^{-0,25}, \quad (4.7a)$$

где $B = \sqrt{\frac{\lambda_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} g}{\mu_{\text{ж}}}}$ — комплекс, учитывающий физические свойства пленки конденсата, которые определяются по средней температуре пленки конденсата

$$t_m = 0,5(t_n + t_{\text{сг1}}).$$

Здесь $\lambda_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{ж}}$ — теплопроводность, плотность и динамическая вязкость жидкости (конденсата); g — ускорение свободного падения.

При расчете предварительно оценивают $t_{\text{сг1}}$ как среднеарифметическую:

$$t_{\text{сг1}} = \left(t_n + \frac{t' + t''}{2} \right) \cdot 0,5.$$

Определив h , B , r' , можно записать

$$\alpha_1 = B_1 \Delta t_1^{-0,25}, \quad (4.8)$$

где

$$B_1 = cBh^{-0,25}(r')^{-0,25}.$$

Подставив значение α_1 из (4.8) в (4.6), получим

$$\Delta t_1 = (q/B_1)^{4/3}. \quad (4.9)$$

Падение температуры в стенке при передаче теплоты теплопроводностью

$$\Delta t_{\text{ст}} = \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} q, \quad (4.10)$$

где δ — толщина стенки, м; $\lambda_{\text{ст}}$ — теплопроводность, Вт/(м·К).

Падение температуры при теплоотдаче от стенки к воде

$$\Delta t_2 = t_{\text{сг2}} - t_f = q/\alpha_2, \quad (4.11)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.

4—432

Сложим значения Δt_1 , $\Delta t_{\text{ст}}$, Δt_2 :

$$\Delta t_{\text{лог}} = \left(\frac{q}{B_1} \right)^{4/3} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} q + \frac{q}{\alpha_2},$$

или иначе

$$\Delta t_{\text{лог}} - \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} q = \left(\frac{q}{B_1} \right)^{4/3} + \frac{q}{\alpha_2}. \quad (4.12)$$

Уравнение (4.12) для заданных условий решается графически. На рис. 4.7,а показано это графическое решение. В зависимости от q строятся функции А — правая часть уравнения (4.12). Из точки на оси ординат, определяемой величиной $\Delta t_{\text{лог}}$, проводим прямую с угловым коэффициентом $\delta/\lambda_{\text{ст}}$ до пересечения с построенной кривой, что и дает искомое значение q .

Коэффициент теплоотдачи α_2 подсчитывается по формуле для случая принудительного движения жидкости внутри канала любого сечения (без изменения агрегатного состояния):

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda}{d_0} \left(\frac{cd_0}{v} \right)^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4}, \quad (4.13)$$

где d_0 — эквивалентный диаметр канала, для труб $d_0 = d_{\text{вн}}$; c — скорость жидкости, м/с.

Для стационарных теплообменников скорость воды обычно выбирается равной 1,5—2,5 м/с; индекс f означает, что величина берется при средней температуре t_f ; $\text{Pr}_f = \nu_f/\alpha_f$ — число Прандтля; α_f — температуропроводность, $\alpha_f = \lambda_f/(c_f \rho_f)$; c_f — теплоемкость жидкости при постоянном давлении; ν — кинематическая вязкость, м²/с.

В изогнутых трубах и спиральных теплоотдача усиливается за счет турбулизации, что учитывается поправкой к коэффициенту теплоотдачи $\varepsilon = 1 + 1,77d/R$, где R — радиусгиба; d — диаметр трубы; $\alpha_{\text{эст}} = \alpha_2(1 + \varepsilon)$. Для переходного режима $2200 < \text{Re} < 10\,000$ коэффициент теплоотдачи можно определять по формуле (4.13) и умножить на поправочный коэффициент φ :

Re	2200	2500	3000	3500	4000
φ	0,22	0,45	0,59	0,7	0,76

Re	5000	6000	7000	8000
η	0,86	0,91	0,96	0,98

При расчете конструктивных размеров подогревателя с трубной доской решается вопрос о выборе числа ходов по водяной стороне.

При двух ходах водяная камера разделяется перегородкой, вода входит во все U-образные трубки и выходит из их другого конца в водяную камеру. При четырех ходах вода входит в одну половину U-образных трубок и выходит из них, делает поворот в водяной камере и входит в другую половину трубок, выходит из них и снова попадает в водяную камеру. Схема расположения перегородок показана на рис. 4.7,б. Общее число трубок (при U-образных трубках можно считать, что каждая трубка состоит из двух) равно числу ходов по водяной стороне z , умноженному на число трубок в одном ходе N , которое определяется из уравнения расхода

$$N = 4G_0 v_n / (\pi d_{\text{вн}}^2 c), \quad (4.14)$$

где v_n — удельный объем воды при средней температуре t_f . Общее число отверстий в трубной доске равно $N_{\text{общ}} = zN$. Площадь трубной доски

$$S_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{тр}}^2. \quad (4.15)$$

На одну трубку при ромбической разбивке приходится площадка

$$s = t^2 \sin 60^\circ = 0,866 t^2, \quad (4.16)$$

где t — шаг отверстий, который принимается из условий прочности, при развальцованных трубках $t = (1,25 \div 1,3) d_{\text{н}}$, а при сварке трубок $t = (1,4 \div 1,6) d_{\text{н}}$. Площадь, занятая трубками,

$$S'_{\text{тр}} = N_{\text{общ}} s = zN \cdot 0,866 t^2. \quad (4.17)$$

Отношение $S'_{\text{тр}}/S_{\text{тр}}$ называется коэффициентом заполнения трубной доски $\eta_{\text{тр}}$, который учитывает то обстоятельство, что часть площади трубной доски по конструктивным соображениям остается свободной от отверстий. Для ПНД $\eta_{\text{тр}} = 0,35 \div 0,65$. Подставляем в (4.15) значение $S'_{\text{тр}}$ из (4.17) и получаем

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{1,11 z^2 N / \eta_{\text{тр}}}. \quad (4.18)$$

Геометрическая величина поверхности нагрева по наружному диаметру

$$F_n = zN\pi d_{\text{н}} l. \quad (4.19)$$

На основании изложенного выше определяется следующий порядок конструкторского расчета подогревателя: 1) задаемся значениями c_n , $\eta_{\text{тр}}$, z , t ; 2) подсчитываем N по (4.14); 3) подсчитываем по (4.18) значение $D_{\text{тр}}$; 4) подсчитываем по (4.19) величину F_n ; 5) определяем конструктивный критерий $\varepsilon = F_n/D_{\text{тр}}$ и сопоставим его с

рекомендуемыми значениями (для ПНД $\varepsilon = 1,5 \div 2,5$). Если полученное значение ε близко к рекомендуемому, считаем, что принятое значение числа ходов z подходящее. Если же полученное значение ε существенно отличается от рекомендуемого, то следует изменить z и повторить расчет.

Следует отметить, что изложенная методика теплового расчета подогревателя пригодна для подогревателей всех типов.

При наличии встроенных охладителей пара и дренажа задаются их конструктивными размерами, которые диктуются конструкцией собственно подогревателя. Для встроенных охладителей пара и конденсата проводят поверочный расчет.

4.2.3. Пример теплового расчета поверхностного подогревателя низкого давления

Необходимые исходные данные приведены на расчетной схеме подогревателя ПЗ на рис. 4.7,а. Принимаем расчетное значение недогрева $5,5^\circ\text{C}$. Тогда температура за подогревателем $t_{\text{н}} = t_{\text{н}} - \theta = 125,5 - 5,5 = 120^\circ\text{C}$. Энтальпия воды на выходе из ПЗ равна $h_{\text{нз}} = 500 \text{ кДж/кг}$. Тепловая нагрузка подогревателя по водяной стороне $Q_{\text{нз}} = D_{\text{конд}}(h_{\text{нз}} - h_{\text{нз}}) = 195(500 - 375) \cdot 10^{-3} = 24,4 \text{ МВт}$.

Тепловой баланс по паровой стороне с учетом теплоты сливаемого дренажа из ПЗ позволяет определить расход греющего пара

$$\begin{aligned} D_{\text{пз}}(h_3 - h_{\text{пз}}) + D_{\text{пд}}(h_{\text{пд}} - h_{\text{пз}}) &= \\ &= Q_{\text{нз}}/\eta_{\text{пз}}, \\ D_{\text{пз}} &= \frac{24,4 \cdot 10^3 - 9,75(615 - 522) \cdot 0,99}{0,99(2950 - 622)} = \\ &= 9,8 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Определяем $\Delta t_{\text{лог}}$ по (4.3):

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{120 - 89,6}{\ln \frac{125,5 - 89,6}{5,5}} = 16,3^\circ\text{C};$$

$$t_f = t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{лог}} = 125,5 - 16,3 = 109,2^\circ\text{C}.$$

Трубы латунные, $\delta = 0,001 \text{ м}$; $d_{\text{вн}} = 0,016 \text{ м}$; $h = 1 \text{ м}$. Физические свойства воды при $t_f = 109,2^\circ\text{C}$:

$$\lambda = 0,685 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \rho_f = 951 \text{ кг/м}^3;$$

$$\nu_f = 0,27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_f = 1,215.$$

Принимаем скорость воды в трубках $c_n = 2 \text{ м/с}$.

Подсчитываем α_2 :

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{0,685}{0,016} \left(\frac{2 \cdot 0,016}{0,27 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,215 = 14200 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем комплекс B_1 при $r' = 2428 \text{ кДж/кг}$:

$$\begin{aligned} B_1 &= cB(r')^{0,25} h^{-0,25} = \\ &= 1,15B(2428 \cdot 10^3)^{0,25} h^{-0,25} = 45 \text{ В}. \end{aligned}$$

Определяем по таблицам воды и водяного пара при $t_n = 125,5^\circ\text{C}$: $\mu_{\text{ж}} = 227 \times 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; $\lambda_{\text{ж}} = 0,686 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\rho_{\text{ж}} = 938 \text{ кг}/\text{м}^3$;

$$B = \sqrt{\frac{\lambda_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}^2 g}{\mu_{\text{ж}}}} = \sqrt{\frac{0,686 \cdot 938^2 \cdot 9,81}{227 \cdot 10^{-6}}} = 340;$$

$$B_1 = 45,0 \cdot 340 = 15300.$$

Задаемся рядом значений q и подсчитываем промежуточные значения q/B_1 , $(q/B_1)^3$ q/a_2 , A :

q , кВт/м ²	60	80	100	120
q/B_1	3,9	5,2	6,5	7,8
$(q/B_1)^{4/3}$	5,3	8,0	10,1	12,8
q/a_2 , °C	4,2	5,64	7,0	8,5
A , °C	9,5	13,6	17,0	21,3

На рис. 4,7,а дано графическое решение. Пересечение кривой, выражающей зависимость A от q , и прямой с уравнением

$$\Delta t_{\text{лог}} - \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} q = 16,3 - \frac{0,001}{10} q$$

дает искомое значение $q = 87 \text{ кВт}/\text{м}^2$.
Площадь теплообмена

$$F_n = Q_{\text{нз}}/q = 24,4 \cdot 10^3/87 = 280 \text{ м}^2.$$

С запасом на заглушаемые при эксплуатации трубки принимаем $F = 300 \text{ м}^2$.

Определяем конструктивные размеры подогревателя:

$$d_n = d_{\text{нз}} + 2\delta = 0,016 + 2 \cdot 0,001 = 0,018 \text{ м};$$

$$t = 1,28 d_n = 1,28 \cdot 0,018 = 0,023 \text{ м}.$$

Принимаем $\eta_{\text{тр}} = 0,65$; $z = 4$;

$$N = \frac{G_{\text{вз}} v_{\text{в}}}{\frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2 c_{\text{в}}} = \frac{195 \cdot 1,05 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,016^2 \cdot 2} = 514 \text{ шт};$$

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{1,1 t^2 N z}{\eta_{\text{тр}}}} = 0,023 \sqrt{\frac{1,1 \cdot 4 \cdot 514}{0,65}} = 1,36 \text{ м};$$

$$l = \frac{E_n}{2\pi d_n N} = \frac{300}{4 \cdot 514 \cdot \pi \cdot 0,018} = 2,6 \text{ м};$$

$\varepsilon = l/D_{\text{тр}} = 2,6/1,36 = 1,91$, т. е. соотношение размеров приемлемо.

Определим гидравлическое сопротивление подогревателя, Па, по водяной стороне

$$\Delta p = \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{L}{d_{\text{вн}}} + \Sigma \zeta \right) \frac{c_{\text{в}}^2}{2} \rho_{\text{в}}, \quad (4.20)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент трения, равный 0,03 для стальных труб такого диаметра и 0,02 для латунных; L — общая длина пути воды

в трубках, м; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местного сопротивления;

Удар и поворот во входной или выходной камере 1,5.
Поворот на 180° из одной секции в другую 2,5.
Поворот на 180° в U-образной трубе 0,5.
 $\Sigma \zeta = 1,5 \cdot 2 + 2,5 \cdot 2 + 0,5 \cdot 2 = 9$;

$$\Delta p = \left(0,02 \frac{4 \cdot 2,6}{0,016} + 9 \right) \frac{2^2 \cdot 937}{2} = 39 \cdot 10^3 \text{ Па} = 0,039 \text{ МПа}.$$

4.2.4. Подогреватели низкого давления смешивающего типа

Выше уже говорилось, что первые две ступени регенеративного подогрева конденсата турбины, питаемые греющим паром из вакуумных отборов, рекомендуется выполнять смешивающего типа.

На рис. 4,8,а и б приведены схематические разрезы смешивающих (контактных) ПНД, соответствующих схеме рис. 4.3.

Контактные подогреватели конструкции ЦКТИ имеют горизонтальный корпус. На рис. 4,8,а дана конструктивная схема ПНД1. Пар подводится снизу через патрубок 1, движется внутри корпуса, омывает струю конденсата, образуемые при свободном стекании через расположенные друг над другом перфорированные тарелки. Конденсат подводится через патрубок 3 в торцевую водяную камеру, из которой поступает на верхнюю тарелку.

Отвод конденсата происходит через патрубок 4. Предусмотрен аварийный слив конденсата либо в конденсатор через патрубок 2, либо во всас конденсатного насоса через патрубок 6.

Отвод паровоздушной смеси из охладителя выпара, помещенного в верхней части подогревателя, осуществляется по линии 5 в конденсатор.

На рис. 4,8,б дан схематический разрез контактного подогревателя ПНД2. Пар из отбора поступает через патрубок 1, отсос паровоздушной смеси происходит через патрубок 2. Конденсат, движимый

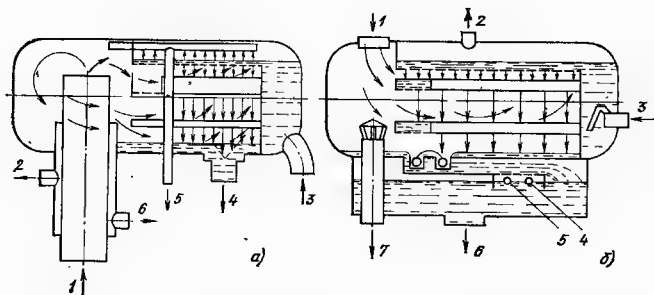


Рис. 4.8. Схематические разрезы смешивающих, подогревателей к схеме рис. 4.3:
а — ПНД1; б — ПНД2

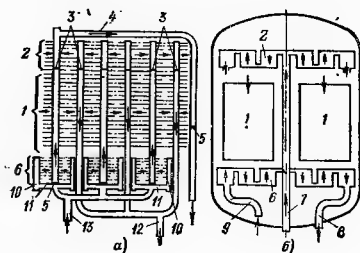


Рис. 4.9. Схема потоков воды, пара и конденсата в ПВД:
1 — СП; 2 — ПО; 3 — основные коллекторы; 4 — отвод воды из ПО; 5 — подпорные шайбы; 6 — ОД; 7 — вход пара; 8 — выход конденсата в ОД; 9 — вход конденсата в ОД; 10 — промежуточные коллекторы ОД; 11 — перепускные трубы; 12, 13 — выход и вход питательной воды

геометрическим напором, поступает через патрубок 3 с обратным клапаном в торцевую водяную камеру, из которой поступает на верхнюю перфорированную тарелку. Подвод паровоздушной смеси и дренажа из подогревателя ПНД3 осуществляется под слой конденсата через патрубки 4 и 5. Отвод конденсата к конденсатным насосам происходит через патрубок 6. Аварийный сброс конденсата при чрезмерном повышении его уровня происходит через трубу 7.

Для контактных подогревателей ЦКТИ разработал методику поверочного теплового расчета по отсекам с использованием эмпирических формул. Методика схожа с расчетом деаэраторов (см. § 4.4).

4.3. Подогреватели высокого давления

С ростом давления питательной воды и диаметров корпусов подо-

гревателей растет необходимая толщина трубной доски, которая достигает неконструктивных размеров. Однако для турбоустановок АЭС при давлении питательной воды 8—10 МПа находят применение ПВД с трубной доской горизонтального типа.

В ПВД без трубной доски поверхность нагрева состоит из горизонтальных трубных спиралей, концы которых вварены в водораспределительные вертикальные коллекторы. Греющий пар движется сверху вниз, омывает спирали и конденсируется, нагревая воду. Для упорядочения движения пара и стока конденсата предусмотрены фасонные горизонтальные перегородки с отверстиями.

Подогреватель высокого давления помимо собственно подогревателя (СП), в котором происходит конденсация греющего пара и основной подогрев воды, имеет также ох-

При срабатывании защиты поток питательной воды идет в обход группы ПВД.

4.4. Деаэраторы

Деаэратор не является обязательным элементом тепловой схемы ТЭС; выше уже отмечалось, что перспективной является бездеаэраторная схема с поддержанием нейтрального водного режима.

подавляющее число из действующих энергоблоков имеет в своей тепловой схеме деаэратор, который разбивает систему регенерации на два участка: систему ПНД, которая заканчивается деаэратором, и систему ПВД с питательным насосом в начале.

Деаэраторы — это подогреватели смешивающего типа, предназначенные для термической деаэрации воды, т. е. для удаления растворенных в воде газов путем доведения ее до кипения.

Аэрация конденсата может иметь место в конденсаторе, в конденсатных насосах, в вакуумных подогревателях за счет подсоса воздуха через неплотности. При частичных нагрузках вакуумная зона в турбоустановке расширяется, что увеличивает число очагов присоса воздуха.

Добавочная химически очищенная вода насыщена воздухом, а также содержит как свободный, так и «связанный» в бикарбонатах диоксид углерода.

Для предотвращения коррозии пароводяного тракта должна быть обеспечена надежная деаэрация питательной воды, чтобы остаточное содержание растворенного кислорода в питательной воде не превышало 10 мкг/кг для котлов с давлением равным и большим 10,0 МПа, а остаточное содержание CO_2 — следы.

Термическая деаэрация основана на законе Генри, согласно которому растворимость газа в воде c_i пропорциональна его парциальному давлению p_i в газовой смеси, со-

прикасающейся с поверхностью воды:

$$c_i = \alpha p_i \quad (4.21)$$

где α — коэффициент абсорбции, кг/(м³·Па), зависящий от температуры воды; при повышении температуры α вначале уменьшается, а затем увеличивается.

При повышении температуры воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе, парциальное давление газа над кипящей водой снижается до нуля, что снижает до нуля его растворимость. При достижении кипения происходит выделение образующихся в объеме жидкости газовых пузырьков. Кроме того, растворенные газы выделяются из жидкости при любой температуре диффузией.

Для обеспечения надежной термической деаэрации необходимо увеличение поверхности соприкосновения воды и греющего пара, что достигается дроблением воды на струи или пленки.

Наиболее распространенными являются струйные деаэраторы. В деаэраторных колонках размещены ситчатые тарелки, через отверстия в которых вытекают струи воды, омываемые греющим паром.

На рис. 4.11 дана конструкция деаэраторной колонки струйного барботажного типа. Струи воды падают с одной ситчатой тарелки на другую. Площадь отверстий в тарелке составляет 8% полной ее площади. Диаметр отверстий обычно равен 5—8 мм, шаг отверстий 18—20 мм при разбивке их по равностороннему треугольнику. Скорость воды c_0 на выходе из отверстия тарелки рассчитывается по формуле

$$c_0 = \mu \sqrt{2gh_r} \quad (4.22)$$

где μ — коэффициент расхода (для круглого отверстия $\mu = 0,75$); h_r — гидростатический уровень воды на тарелке, м.

Для обеспечения равномерного распределения воды по всем отверстиям рекомендуется $h_r = 60 \div 80$ мм. Температура воды, подогретой в

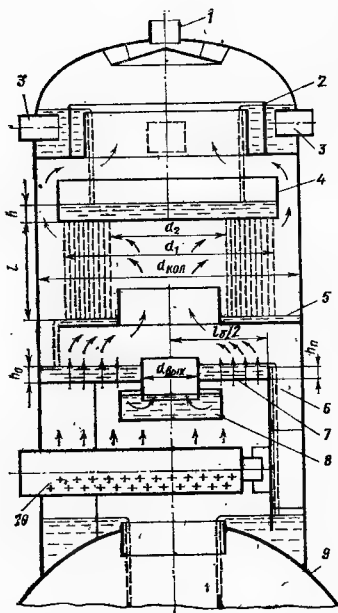
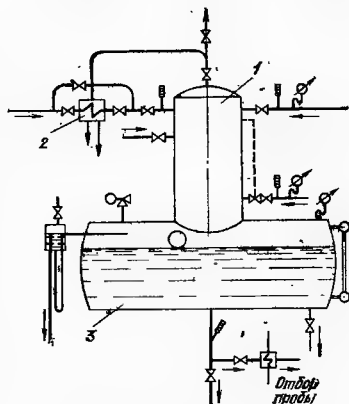


Рис. 4.11. Схема устройства деаэрационной колонки струйно-барботажного типа ДСП-1000:

1 — патрубок выпара; 2 — водораспределитель; 3 — патрубок подвода воды к водораспределителю; 4 — струйная тарелка; 5 — перфорированная тарелка; 6 — сливное устройство; 7 — барботажная тарелка; 8 — пароперпускное устройство; 9 — аккумуляторный бак деаэратора; 10 — парораспределительный коллектор с отверстиями

Рис. 4.12. Схема деаэрационной установки



отсеке струйной колонки, определяется из эмпирической формулы

$$\lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} = A \frac{L}{d_0^{0.7}} c_0^{-0.3} c_n^{0.3}, \quad (4.23)$$

где A — эмпирический коэффициент, зависящий от давления пара в деаэраторе (0,035 при 0,2 МПа; 0,047 при 0,6 МПа; 0,05 при 0,7 МПа); t_n — температура насыщения при давлении в деаэраторе, °С; t_1 , t_2 — температура воды на входе в отсек и выходе из него, °С; L и d_0 — длина струи и диаметр отверстия в тарелке, м; c_n — средняя скорость пара в пучке струй, м/с.

Длина струй L для деаэраторов большой производительности принимается 800—900 мм. Скорость пара c_n не должна превышать предельно допустимую из условия предотвращения уноса капель (для давлений 0,6—0,7 МПа 4—5 м/с). Для деаэ-

раторов ведется поверочный тепловой расчет; находится температура воды в последнем отсеке, которая должна быть равна температуре насыщения. Таким образом, тепловой расчет позволяет установить число отсеков.

По аналогичной (4.23) формуле ведется расчет выделения кислорода

$$\lg \frac{c_1}{c_2} = B \frac{L}{d_0^{0.7}} c_0^{-0.3} c_n \left(\frac{D_k}{G} \right)^{-0.5}, \quad (4.24)$$

где c_1 и c_2 — концентрация кислорода в начале и конце струй, мг/кг; B — коэффициент, зависящий от давления в деаэраторе ($B=16 \cdot 10^{-4}$ при 0,2 МПа; $29 \cdot 10^{-4}$ при 0,6 МПа; $32 \cdot 10^{-4}$ при 0,7 МПа); D_k — количество пара, сконденсировавшегося в данном отсеке, кг/с; G — расход воды через верхнюю тарелку отсека, кг/с.

Повышение уровня воды на тарелке из-за забивания отверстий приводит к переливу воды, что способствует уносу ее паром. Захват воды паром приводит к затопливанию данного и вышележащих отсеков и к нарушению процесса деаэрации. В случае подачи в деаэратор воды с пониженной температурой расход и скорость пара возрастают, что может привести к описанному выше состоянию гидравлической неустойчивости, сопровождаемому весьма опасными для деаэратора гидравлическими ударами.

Процесс выделения кислорода и углекислого газа продолжается в аккумуляторном баке, в который вварена деаэрационная колонка. Для эффективного удаления из воды CO_2 прибегают к двухступенчатой деаэрации, причем в качестве второй ступени используют барботажное устройство, располагаемое в колонке. В барботажном устройстве пар пропускают через слой воды, в результате чего достигается значительная поверхность контакта фаз и турбулизация жидкости. В случае подачи на барботаж в бак пара из отбора турбины требуется установка специального защитного устройства, предотвращающего заброс воды в турбину при сбросе нагрузки.

На рис. 4.12 приведена схема деаэрационной установки. Деаэрационная колонка 1 вварена в аккумуляторный бак 3. В верхнюю часть колонки подводится основной конденсат и добавочная вода, предварительно проходящая через охладитель выпара 2, в который поступает парогазовая смесь из деаэрационной колонки, при этом пар конденсируется, а газы отводятся в атмосферу. Аккумуляторный бак снабжен предохранительными клапанами, водомерным стеклом и переливным устройством. При параллельном включении нескольких деаэраторов аккумуляторные баки соединяются уравнительными линиями по пару и воде, что обеспечивает одинаковый уровень воды во всех баках. По уровню воды в деаэрационном баке,

который поддерживается постоянным, осуществляется регулирование расхода добавочной воды независимо от того, в какую точку тракта вводится последний — непосредственно в колонку деаэратора или в конденсатор турбины.

Процесс деаэрации ведется при постоянном давлении пара в деаэраторе, которое поддерживается автоматическим регулирующим клапаном на паропроводе к деаэратору.

Для надежного обеспечения деаэратора паром нужного давления подвод его резервируется несколькими источниками. При пуске энергоблока пар в деаэратор подается из постороннего источника, которым является коллектор собственных нужд 1,3 МПа.

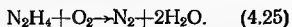
Резкое снижение давления пара в деаэраторе может привести к запариванию питательного насоса, к которому продолжает поступать питательная вода при номинальной температуре. Из деаэрационного бака отбирается пар к пароструйным эжекторам и к коллектору пара на уплотнения турбины. Снижение уровня воды в аккумуляторном баке опасно возможностью прекращения подачи питательной воды к питательному насосу, т. е. прекращения работы последнего, а следовательно, остановки энергоблока.

Из сказанного видно влияние отклонений от нормальных параметров деаэрационной установки на работу питательного насоса. Во избежание кавитации в питательном насосе вода на вход в насос должна подаваться при некотором давлении (подпоре), обеспечивающем необходимый запас от кавитации. Этот подпор создается размещением деаэратора с аккумуляторным баком на отметке 21—23 м.

Помимо основных деаэраторов питательной воды на давление 0,6—0,7 МПа применяются деаэраторы химически очищенной воды атмосферного и вакуумного типов.

После термической деаэрации концентрация кислорода в питательной воде составляет до 10 мкг/кг.

Для снижения содержания кислорода на всас питательного насоса подают гидразин N_2H_4 , который связывает кислород:



Для связывания остаточной углекислоты вводят аммиак, некоторый избыток которого позволяет поддерживать значение pH на заданном уровне $9,1 \pm 0,1$. Такой водный режим называется гидразино-аммиачным.

Выше уже упоминался нейтральный водный режим, при котором в питательную воду вместо аммиака и гидразина вводят кислород. При этом надобность в деаэрации отпадает.

4.5. Испарители, паропреобразователи, расширители

На современных ТЭС для восполнения потерь пара и конденсата в цикл вводят добавочную воду (химическое обессоливание) либо дистиллят (термическое обессоливание). Требования к качеству химически обессоленной воды и к дистилляту определяются требованиями к качеству питательной воды со-

Таблица 4.1. Качество питательной воды современных котлов

Нормируемые показатели	Варябанный котел		Прямоточный котел
	Жидкое топливо	Другие виды топлива	
Давление, МПа			
от 4 до 10	10 и более		
Содержание соединений Na, мкг/кг	15—25*	10—15*	5
Общая жесткость, мкг-экв/кг	3—5*	1	0,2
Содержание кремниевой кислоты, мкг/кг	80	40	15
Содержание кислорода после деаэрации, мкг/кг	20	10	10

* Первая цифра — для КЭС и отопительных ТЭС, вторая цифра — для ТЭС с отбором технологического пара.

временных котлов (парообразные с давлением пара до 14 МПа, прямоточные на 25 МПа), которое должно удовлетворять следующим нормам (табл. 4.1).

Качество дистиллята испарителей, предназначенных для восполнения потерь пара и конденсата, должно удовлетворять следующим нормам:

Соединения натрия в пересчете на Na Не более 100 мкг/кг
Свободная углекислота Не более 2 мг/кг

Дистиллят испарителей, применяемый для питания прямоточных котлов, должен дополнительно очищаться в блочной обессоливающей установке для очистки конденсата.

Питательная вода испарителей должна соответствовать по качеству питательной воде котлов давлением до 4 МПа.

На рис. 4.13 показана схема испарительной установки, включенной в систему регенерации низкого давления. Греющий пар поступает в испаритель из отбора турбины; в испарителе происходит генерация насыщенного пара из химически очищенной деаэрированной воды, вторичный пар поступает в конденсатор испарителя, где и конденсируется основным конденсатом турбины. Конденсат вторичного пара является дистиллятом.

Регулирование подачи питательной воды в испаритель осуществляется автоматическим регулирующим клапаном по импульсу от указателя уровня воды в корпусе испарителя. Уровень воды поддерживается постоянным на высоте 500 мм над верхней частью греющей секции. На рис. 4.14 дан разрез испарителя вертикального типа. Внутри вертикального сварного корпуса помещена греющая секция, к цилиндрической обечайке которой снизу и сверху приварены трубные доски. В трубных досках развальцованы стальные кипятильные трубы. Греющий пар через подводящий паропровод подводится внутрь греющей секции, где омывает кипятильные

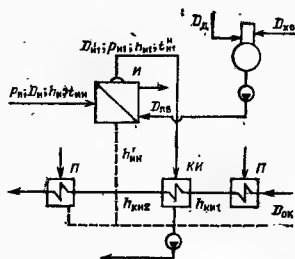
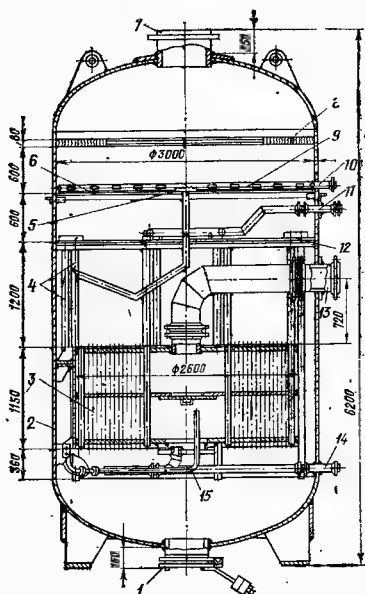


Рис. 4.13. Схема испарительной установки

Рис. 4.14. Водотрубный испаритель с паропромывочным дырчатым листом:
1 — люк для ремонта; 2 — корпус; 3 — греющая секция; 4 — опускная труба; 5 — переливной бортик; 6 — дырчатый лист; 7 — патрубок для выхода вторичного пара; 8 — жалюзийный сепаратор; 9 — коллектор конденсата; 10 — штуцер подвода конденсата; 11 — штуцер подвода питательной воды; 12 — дырчатый лист (первая ступень промывки); 13 — подвод греющего пара; 14 — отвод конденсата греющего пара; 15 — труба для отсоса воздуха из греющей секции



трубы, доводя воду в них до кипения. Конденсат греющего пара через патрубок выводится из испарителя. Уровень конденсата внизу греющей секции поддерживается постоянным автоматически с помощью регулирующего клапана на отводящей линии конденсата. Для организации движения пара внутри греющей секции установлена направляющая перегородка.

Питательная вода по трубе подается на дырчатый лист; на котором посредством выступов опускных труб поддерживается некоторый слой воды. По опускным трубам питательная вода поступает в водяное пространство испарителя. В испарителе осуществляется естественная циркуляция по контуру кольцевое пространство между корпусом и обечайкой греющей секции — кипятильные трубы. Кратность циркуляции — около 100. Отделяющийся

на выходе из кипятильных труб пар барботирует через слой воды над верхней трубной доской и поступает в паровое пространство испарителя, затем проходит через отверстия дырчатого листа и барботирует через слой питательной воды. Осуществляемая таким образом промывка вторичного пара снижает содержание солей в каплях уносимой влаги. При необходимости добавляют второй дырчатый лист с промывкой пара конденсатом. После жалюзийного сепаратора влажность пара снижается до долей процента и он отводится через патрубок. Отсос воздуха осуществляется из нижней части греющей секции через патрубок. В табл. 4.2 приведены технические данные испарителей, выпускаемых в соответствии с ГОСТ 10731-71.

Тепловой баланс испарителя без учета продувки записывается так

Таблица 4.2. Технические данные испарителей

Тип испарителя	Поверхность нагрева, м²	Наружный диаметр корпуса, мм	Высота испарителя, мм	Масса, т	Максимальное Давление пара, МПа		Температура греющего пара, °С	Максимальная производительность, т/ч
					первичного	вторичного		
И-120	120	2032	9930	16,0	1,6	1,6	320	18
И-250	250	2844	10 650	30,0	1,6	1,6	320	24
И-350-2	350	2844	10 850	29,5	0,5	0,5	320	18
И-600	600	2844	12 600	44,5	1,6	1,6	320	40
И-1000	1000	3448	13 000	62,5	1,6	1,6	320	75

же, как для поверхностного подогревателя:

$$Q_{\text{и}} = D_{\text{и}} (h_{\text{и}} - h_{\text{ки}}) \eta_{\text{и}} = D_{\text{и1}} (h_{\text{и1}} - h_{\text{д}}), \quad (4.26)$$

где $Q_{\text{и}}$ — тепловая нагрузка испарителя, кВт; $\eta_{\text{и}}$ — коэффициент, учитывающий потерю теплоты в окружающую среду. Из уравнения (4.26) при заданном значении $D_{\text{и1}}$ определяется величина $D_{\text{и}}$. Аналогично записывается тепловой баланс конденсатора испарителя:

$$Q_{\text{и1}} = D_{\text{и1}} (h_{\text{и1}} - h'_{\text{и1}}) \eta_{\text{ки}} = D_{\text{ок}} (h_{\text{ки2}} - h_{\text{и1}}), \quad (4.27)$$

откуда имеем

$$D_{\text{и1}} = D_{\text{ок}} \frac{h_{\text{ки2}} - h'_{\text{ки1}}}{(h_{\text{и1}} - h'_{\text{и1}}) \eta_{\text{ки}}} = D_{\text{ок}} \frac{\Delta h'_{\text{ки}}}{q_{\text{ки}} \eta_{\text{ки}}}, \quad (4.27a)$$

где $q_{\text{и1}}$ — теплота конденсации вторичного пара, кДж/кг; $\Delta h'_{\text{ки}}$ — повышение энтальпии основного конденсата в конденсаторе испарителя.

Так как $q_{\text{и1}} \approx 2000$ кДж/кг, а $\Delta h'_{\text{ки}} = 60 \div 80$ кДж/кг, выход дистиллята, определяемый конденсирующей способностью конденсатора испарителя (4.27), может составить 3–4% $D_{\text{ок}}$, или 1,8–2,5% расхода пара на турбину.

Внутристанционные потери пара и конденсата (без учета потерь при продувках котлов, водных отмыках, обслуживании установок для очистки конденсата, деаэрации подпиточной воды теплосети, разгрузке мазута) при номинальной произво-

дительности работающих котлов в процентах общего расхода питательной воды не должны превышать согласно правилам технической эксплуатации (ПТЭ):

На конденсационных электростанциях . . . 1,0
На ТЭЦ с чисто отопительной нагрузкой 1,2
На ТЭС с производственной нагрузкой 1,6

В соответствии с этим по нормам технологического проектирования ТЭС производительность испарительной установки рекомендуется принимать равной 2% производительности котлов. В некоторых случаях предусматривают две испарительные установки.

При снижении нагрузки турбины расход основного конденсата $D_{\text{ок}}$ соответственно снижается и согласно (4.27a) выход дистиллята $D_{\text{и1}}$ сокращается. В связи с этим на КЭС, оснащенных испарителями, предусматривается химическая обессоливающая установка производительностью 100 т/ч на КЭС с прямоточными котлами и 50 т/ч на КЭС с барабанными котлами, дополняющая испарительные установки. Эта обессоливающая установка вводится в действие с первым блоком КЭС.

Поверхность нагрева испарителя $F_{\text{и}}$, м², находится из уравнения теплопередачи

$$F_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}}{k_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}}^{\text{п}}} \text{ И}^{\text{в}}, \quad (4.28)$$

где $k_{\text{и}}$ — коэффициент теплопередачи в испарителе, Вт/(м²·К); $\Delta t_{\text{и}}^{\text{п}}$ — расчетный температурный напор в испарителе, Вт/(м²·К), $\Delta t_{\text{и}}^{\text{п}} = (t_{\text{и}} - t_{\text{и1}}) \xi$; ξ — понижающий коэффициент, учитывающий изменение температурного напора по высоте кипятильной

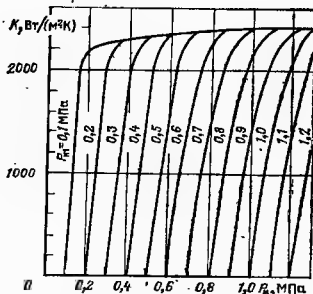


Рис. 4.15. Кривые для определения коэффициента теплопередачи в испарителе

трубки из-за повышения точки закипания и наличия экономайзерного участка (принимает $\xi = 0,85$).

Передача теплоты в греющей секции идет от конденсирующегося при температуре $t_{ки}$ пара к кипящей при температуре $t_{кив}$ воде.

Расчет $k_{ки}$ можно вести по выражению (4.12), подставив в качестве α_2 коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде $\alpha_{кип}$, который с достаточной точностью можно считать по формуле для кипения в неограниченном объеме

$$\alpha_{кип} = 166 \Delta t_2^{2,33} F_{ки}^{0,5}, \quad (4.29)$$

где $p_{ки}$ — давление пара испарителя, МПа. Так как $\Delta t_2 = q/\alpha_2 = q/\alpha_{кип}$, то, подставив значение $\alpha_{кип}$ из (4.29), получим

$$\Delta t_2 = (q/B_2)^{0,3}, \quad \text{где } B_2 = 166 p_{ки}^{0,5}.$$

В результате получаем расчетное уравнение

$$\Delta t_{ки} - \frac{\delta}{\lambda_{ст}} q = \left(\frac{q}{B_1} \right)^{4/3} + \left(\frac{q}{B_2} \right)^{0,3}. \quad (4.33)$$

Из сказанного видно, что $k_{ки}$ зависит от температурного напора в испарителе и, следовательно, от давления греющего и вторичного пара, что и отражено на рис. 4.15. Из рис. 4.15 видно, что начиная с некоторого значения $\Delta t_{ки}$ эта величина перестает влиять на $k_{ки}$, так как с ростом $\Delta t_{ки}$ коэффициент теплоотдачи при конденсации снижается, а при кипении растет.

Выше уже отмечалось, что производительность испарителя падает со снижением нагрузки турбины. Рассмотрим это более детально.

Режим работы испарительной установки определяется тем условием, что количество теплоты, отдаваемой с вторичным паром в конденсаторе испарителя $Q_{ки}$, примерно

равно теплоте, передаваемой в испарителе $Q_{ки}$:

$$Q_{ки}(1+\epsilon) = Q_{ки}, \quad (4.31)$$

где $\epsilon = (h_{ки1} - h'_{ки})/q_{ки}$.

Так как $h_{ки1} - h'_{ки} = 80 - 100$ кДж/кг, то $\epsilon = 0,04 - 0,05$. Выразим $Q_{ки}$ с помощью уравнения теплопередачи:

$$Q_{ки} = k_{ки} \Delta t_{ки} F_{ки}.$$

Из теплового баланса конденсатора испарителя по водяной стороне имеем

$$Q_{ки} = D_{ок} c_{в} (t_{ки2} - t_{ки1}).$$

Из приведенной выше формулы (4.3) получаем выражение для подогрева до температуры насыщения в подогревателе:

$$\delta = t_{ки1} - t'' = (t_{ки1} - t'') \exp \left(- \frac{k_{ки} F_{ки}}{c_{в} G_{в}} \right). \quad (4.32)$$

Используя выражение (4.32) для конденсатора испарителя и подставляя значения $Q_{ки}$ и $Q_{ки1}$ в (4.31), получаем

$$\begin{aligned} & \frac{1}{(1+\epsilon)} k_{ки} F_{ки} (t_{ки} - t_{ки1}) = \\ & = D_{ок} c_{в} (t_{ки2} - t_{ки1}) \left[1 - \exp \left(- \frac{k_{ки} F_{ки}}{c_{в} D_{ок}} \right) \right]. \end{aligned}$$

Обозначим

$$\varphi_1 = \frac{1}{1+\epsilon} \xi k_{ки} F_{ки};$$

$$\varphi_2 = c_{в} D_{ок} \left[1 - \exp \left(- \frac{k_{ки} F_{ки}}{c_{в} D_{ок}} \right) \right]$$

После подстановки имеем

$$\varphi_1 (t_{ки} - t_{ки1}) = \varphi_2 (t_{ки} - t_{ки1});$$

$$t_{ки} = \frac{\varphi_1 t_{ки} + \varphi_2 t_{ки1}}{\varphi_1 + \varphi_2}. \quad (4.33)$$

Отсюда видно, что температура насыщения вторичного пара и соответственно его давление устанавливаются в зависимости от уровня температур $t_{ки}$ и $t_{ки1}$ и значений комплексов φ_1 и φ_2 . Определив $t_{ки1}$, легко по приведенным выше соотношениям рассчитать производительность испарительной установки для заданного режима.

На ТЭЦ с большим отпуском технологического пара и малым возвратом конденсата от потребителей возникает необходимость приготвления больших количеств добавочной обессоленной воды. Наряду с химическим обессоливанием на подобных ТЭЦ возможно применение испарителей. Для увеличения выхода дистиллята на 1 кг отборного пара применяют многоступенчатые испарительные установки, в которых вторичный пар предыдущей ступени служит греющим паром в последующей. Часть вторичного пара из каждой ступени отбирается на предварительный подогрев химически

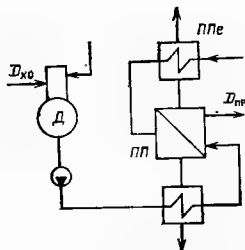


Рис. 4.16. Схема паропреобразовательной установки:

ПП — паропреобразователь; Д — деаэрактор, ППе — паро-паровой перегреватель

очищенной воды. Если вторичный пар из последней ступени удастся полностью конденсировать за счет потока химически очищенной воды, установка называется «замкнутой на себя». Такие многоступенчатые испарительные установки позволяют получить необходимое количество дистиллята.

Другое решение — это применение паропреобразователей, т. е. испарителей, вторичный пар которых направляется к потребителю, а конденсат греющего пара из отбора турбины сохраняется на ТЭЦ. Паропреобразователи устанавливаются в комплексе с паро-паровыми перегревателями, чтобы давать в паропровод к потребителю слегка перегретый пар. На рис. 4.16 представлена схема паропреобразовательной установки.

Поскольку для передачи теплоты в паропреобразователе нужен температурный напор, давление пара в отборе должно быть несколько выше, чем давление пара, подаваемого потребителю. Это обстоятельство снижает тепловую экономичность установки. Выбор экономически наиболее выгодного дарианта восполнения потерь конденсата определяется сопоставлением их приведенных затрат.

Распространенными элементами тепловой схемы ТЭС являются разного рода расширители, в которых при падении давления горячей воды происходит ее вскипание и образование пароводяной смеси. В качестве примера расширителя рассмотрим расширитель продувочной воды барабанных котлов. Продувочная вода при высоком давлении редуцируется посредством иглозаточного клапана до давления в расширителе, близкого по значению к давлению в том элементе пароводяного тракта, с которым соединен трубопроводом расширитель. Обычно расширитель продувки соединяют по пару с деаэрактором питательной воды. Это означает, что давление снижается, например, с 15,5 до 0,6 МПа. Выпар из расширителя продувки поступает в

деаэрактор, а вода — в водо-водяной подогреватель сырой воды.

Запишем тепловой баланс расширителя-продувки:

$$D_{пр}h'_{пр} = D'_{пр}h'_р + D_{вып}h_{вып}$$

Учитывая, что $D'_{пр} = D_{пр} - D_{вып}$, имеем

$$D_{вып} = D_{пр} \frac{h'_{к.в} - h'_р}{h_{в.д} - h'_р}, \quad (4.34)$$

где $D_{пр}$ — расход продувки; $D'_{пр}$ — расход продувочной воды после расширителя; $D_{вып}$ — выпар пара в расширителе; $h'_{к.в}$ — энтальпия котловой воды; $h'_р$ — энтальпия воды в расширителе; $h_{вып}$ — энтальпия выпара, т. е. энтальпия насыщенного пара при давлении p_p .

Пример. Давление в барабане котла: $p_0 = 15,5$ МПа. Давление в расширителе-продувки $p_p = 0,6$ МПа.

По таблицам водяного пара имеем: $t_{к.в} = 343,18^\circ\text{C}$; $h'_{к.в} = 1435$ кДж/кг; $t_{р.к} = 158^\circ\text{C}$; $h'_р = 665$ кДж/кг; $h_{вып} = 2750$ кДж/кг;

$$D_{вып} = D_{пр} \frac{1435 - 665}{2750 - 665} = 0,37 D_{пр}$$

В системе регенеративного подогрева применяются расширители дренажей для разделения получающейся пароводяной смеси на пар и воду.

Описанный метод получения выпара из «перегретой» воды реализуется в устройствах «мгновенного» вскипания, применяемых в установках для опреснения морской воды. Для увеличения суммарного выпара применяют большее число ступеней с небольшим редуцированием в каждой ступени.

4.6. Сетевые подогреватели

Важным элементом тепловой схемы являются подогреватели сетевой воды для отпуски теплоты, которые устанавливаются на ТЭЦ и в ограниченном объеме на КЭС. Сетевые подогреватели выполняются двух типов: вертикальные и горизонтальные.

На рис. 4.17 представлена конструкция сетевого подогревателя вертикального типа. Отличие от ПНД состоит в том, что у сетевого подогревателя трубки прямые, что дает возможность очистки их от внутренних отложений. Трубки развальцованы в верхней трубной доске, крепящейся к корпусу, и в нижней трубной доске, к которой крепится поворотная водяная камера. Греющая секция висит на труб-

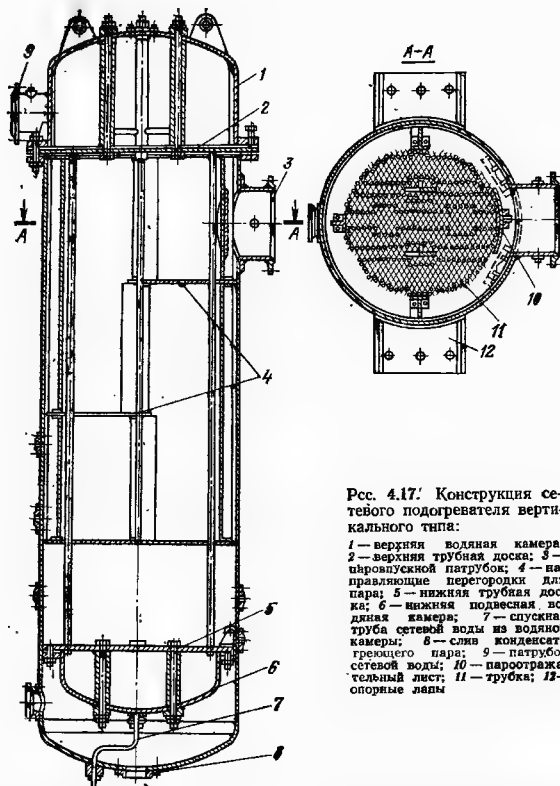


Рис. 4.17. Конструкция сетевого подогревателя вертикального типа:

1 — верхняя водяная камера; 2 — верхняя трубная доска; 3 — горизонтальный патрубков; 4 — направляющие перегородки для пара; 5 — нижняя водяная камера; 6 — нижняя трубная доска; 7 — спускная труба сетевой воды из водяной камеры; 8 — слив конденсата греющего пара; 9 — патрубок сетевой воды; 10 — паротрагательный лист; 11 — труба; 12 — опорные лапы

ках и свободно удлиняется к низу. При большой поверхности (более 800 м²) эта подвесная система может вибрировать под действием потока омывающего трубки пара, что в свою очередь может нарушать плотность вальцовочных соединений. Поэтому более крупные сетевые подогреватели выполняют горизонтальными, конструктивно сходными с конденсаторами паровых турбин.

На рис. 4.18 приведены разрезы такого горизонтального подогревателя. Пар подводится через два па-

трубка. Сетевая вода подводится в водяную камеру, делает четыре хода и выходит из той же водяной камеры.

Конденсат собирается в конденсатосборнике. Предусмотрен отсос воздуха из корпуса. Расчет сетевых подогревателей аналогичен расчету ПНД, описанному выше.

4.7. Конденсатные, питательные, сетевые насосы

4.7.1. Конденсатные насосы

Назначение конденсатных насосов турбоустановки состоит в про-

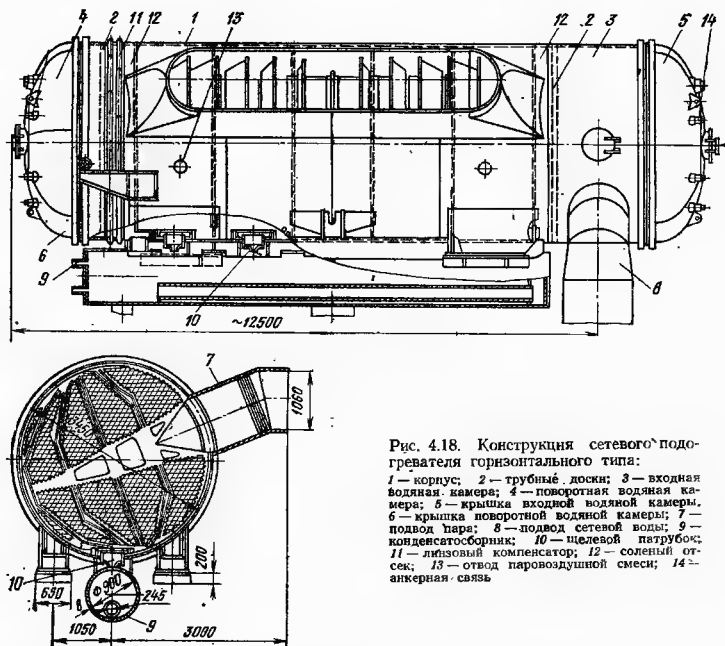


Рис. 4.18. Конструкция сетевого подогревателя горизонтального типа:

1 — корпус; 2 — трубные доски; 3 — входная водяная камера; 4 — поворотная водяная камера; 5 — крышка входной водяной камеры; 6 — крышка поворотной водяной камеры; 7 — подвод пара; 8 — подвод сетевой воды; 9 — конденсатосборник; 10 — щелевой патрубок; 11 — литейный компенсатор; 12 — соленый отсек; 13 — отвод паровоздушной смеси; 14 — анкерная связь

качке основного конденсата турбин от конденсатосборника конденсатора до деаэратора. Так как геометрический подпор по условиям компоновки оборудования у этих насосов мал, для повышения кавитационного запаса насосы выполняются низкооборотными, что снижает их КПД. Применение насосов вертикального типа с размещением их в подвале машинного зала позволило несколько увеличить геометрический подпор перед насосом.

На рис. 4.19 приведен разрез конденсатного насоса вертикального типа. Насос многоступенчатый, двухкорпусный, причем внутренний корпус может вставляться без отсоединения подводящего и отводящего трубопроводов конденсата. Наружный корпус сварной, в него вварены входной (снизу) и выход-

ной (сверху) патрубки. Элементы внутреннего корпуса соединены между собой стяжными шпильками. К верхнему элементу внутреннего корпуса — напорной крышке — крепится опорный фонарь электродвигателя, а также корпус сальникового уплотнения и корпус опорно-упорного подшипника. Перед рабочим колесом первой ступени установлено осевое предвключенное колесо для улучшения всасывающей способности насоса.

Для уравновешивания осевого усилия предусмотрен разгрузочный барабан. К сальниковому концевому уплотнению подведен конденсат из напорной линии. Верхний опорно-упорный подшипник выполнен из двоярного радиально-упорного шарикоподшипника с жидкой смазкой.

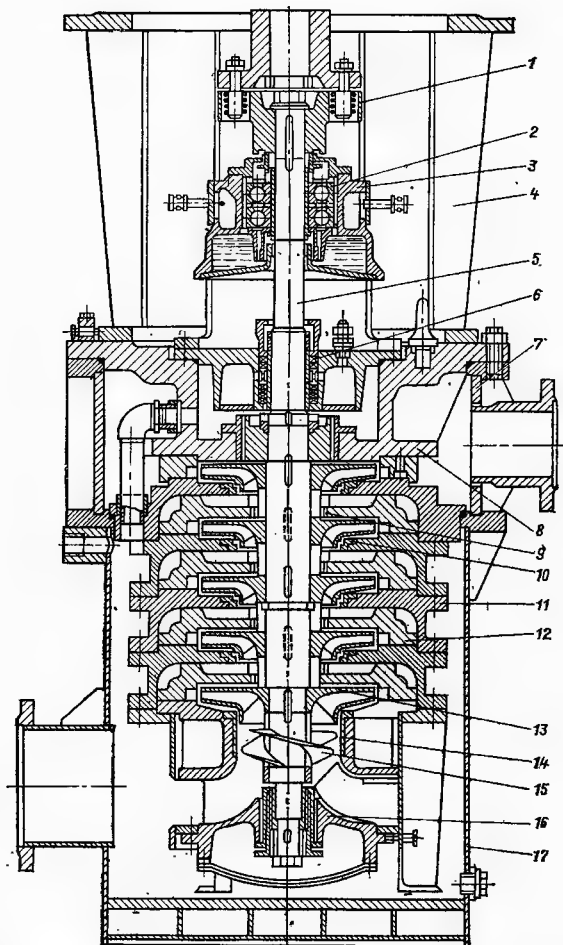


Рис. 4.19. Конденсатный насос КсВ-200-220:

1 — упругая муфта для соединения вала насоса с валом двигателя; 2 — верхний опорно-упорный подшипник; 3 — корпус опорно-упорного подшипника; 4 — опорный фланец электродвигателя; 5 — вал насоса; 6 — корпус сальникового уплотнения; 7 — напорная часть наружного корпуса; 8 — напорная крышка внутреннего корпуса; 9 — кольца межступенчатых уплотнений; 10 — уплотняющие кольца рабочих колес; 11 — корпуса секций; 12 — направляющие аппараты; 13 — рабочее колесо первой ступени; 14 — корпус подвода к первой ступени; 15 — осевое предакционное колесо; 16 — нижний опорный подшипник; 17 — приемная часть наружного корпуса

Таблица 4.3. Основные технические характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	$H_{\text{доп}}^*$, м вод. ст.	Частота вращения, 1/с (1/мин)	Мощность, кВт	КПД, %	Темпера- тура кон- денсата, °С
КсВ-200-130**	0,0555 (200)	130	2,0	25 (1500)	100	71	125
КсВ-250-220	0,0555 (200)	220	2,0	25 (1500)	168,8	71	125
КсВ-320-160	0,0898 (320)	160	1,6	25 (1500)	168	76	134
КсВ-500-85	0,1388 (500)	85	1,6	16,7 (1000)	154	75	125
КсВ-500-150	0,1388 (500)	150	1,6	25 (1500)	272	75	125
КсВ-500-220	0,1388 (500)	220	2,5	25 (1500)	400	75	125
КсВ-1000-95	0,2777 (1000)	95	3,5	16,7 (1000)	342	76	60
КсВ-1000-180	0,2777 (1000)	180	3,5	25 (1500)	613	80	60
КсВ-1000-220	0,2777 (1000)	220	15,0	25 (1500)	750	80	60
КсВ-1250-40	0,3472 (1250)	40	3,5	25 (1500)	174,5	78	70
КсВ-1250-90	0,3472 (1250)	90	3,5	25 (1500)	383,0	80	70
КсВ-1600-90	0,4444 (1600)	90	2,8	16,7 (1000)	515	76	60
КсВ-1600-140	0,4444 (1600)	140	3,5	25 (1500)	762,5	80	125
КсВ-1600-220	0,4444 (1600)	220	17,5	50 (3000)	1170	82	60
КсВ-2000-40	0,5555 (2000)	40	4,5	25 (1500)	272	80	70
КсВ-2000-140	0,5555 (2000)	140	4,5	25 (1500)	953	80	70
КсВ-2000-180	0,5555 (2000)	180	4,5	25 (1500)	1226	80	70

* Допустимый кавитационный запас.

** Обозначение насоса: Кс — конденсатный насос; В — вертикальный, первая цифра — подача, м³/ч; вторая цифра — напор, м.

В турбоустановках на сверхкритическое давление, как уже отмечалось, предусмотрена БОУ и поэтому имеются две ступени конденсатных насосов, как было показано на схеме рис. 4.3. Конденсатные насосы I и II ступеней по конструкции аналогичны описанному.

Для откачки конденсата греющего пара от сетевых подогревателей и подачи его в линию основного конденсата служат конденсатные насосы сетевых подогревателей, по конструкции аналогичные описанному.

В табл. 4.3 даны основные технические характеристики конденсатных насосов.

4.7.2. Питательные насосы

Питательный насос предназначен для подачи питательной воды из аккумуляторного бака в барабан котла или в прямоточный котел и обеспечения заданного давления пара на выходе.

На входе в питательный насос должно быть обеспечено давление в соответствии с необходимым запасом от кавитации. Для этого приходится размещать аккумуля-

торный бак на некоторой высоте $H_{\text{вс}}$ над всасом насоса.

Давление на всасе насоса

$$p_{\text{вс}} = p_{\text{д}} + H_{\text{вс}} \rho_{\text{вд}} g - \Delta p_{\text{вс}}, \quad (4.35)$$

где $p_{\text{д}}$ — давление в деаэраторе; $\Delta p_{\text{вс}}$ — гидравлическое сопротивление тракта от бака до всаса насоса.

Давление на нагнетании для барабанного котла

$$p_{\text{п}} = p_{\text{б}} + H_{\text{б}} \rho_{\text{плт}} g + \Delta p_{\text{тр}}, \quad (4.36)$$

где $p_{\text{б}}$ — давление в барабане котла; $\rho_{\text{плт}}$ — плотность воды после ПВД; $\Delta p_{\text{тр}}$ — гидравлическое сопротивление тракта;

$$\Delta p_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{ПВД}} + \Delta p'_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{р.п.к}} + \Delta p_{\text{вк}}, \quad (4.37)$$

Здесь $\Delta p_{\text{ПВД}}$ — гидравлическое сопротивление группы ПВД; $\Delta p'_{\text{тр}}$ — гидравлическое сопротивление питательных трубопроводов; $\Delta p_{\text{р.п.к}}$ — гидравлическое сопротивление регулирующего питательного клапана; $\Delta p_{\text{вк}}$ — гидравлическое сопротивление участка от входа в экономайзер до барабана парового барабанного котла.

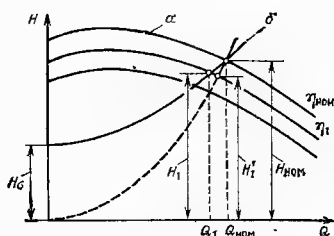


Рис. 4.20. Характеристика питательного насоса в H, Q -координатах

Давление на нагнетании питательного насоса в случае прямооточного котла рассчитывается по формуле (4.36), в которую вместо p_0 подставляется $p_{пе}$ — давление перегретого пара; в (4.37) вместо $\Delta p_{зк}$ подставляется значение гидравлического сопротивления тракта котла $\Delta p_{пк}$. При снижении расхода питательной воды гидравлическое сопротивление участков тракта, кроме регулирующего питательного клапана, снижается приблизительно пропорционально второй степени расхода:

$$\Delta p_{тр} = \Delta p_{тр0} (D_{п.н} / D_{п.н0})^2. \quad (4.38)$$

Изменение давления в питательном насосе

$$\Delta p_{п.н} = p_n - p_{вс}. \quad (4.39)$$

Наряду с изменением давления пользуются понятием напора $H_{п.н}$, который численно равен высоте столба воды в метрах, уравновешиваемого величиной $\Delta p_{п.н}$:

$$H_{п.н} = \Delta p_{п.н} / \rho g. \quad (4.40)$$

Мощность насоса

$$N_{п.н} = \frac{Q_{п.н} \Delta p_{п.н}}{\eta_{п.н}} 10^{-3}, \quad (4.41)$$

где $N_{п.н}$ — мощность, потребляемая насосом, кВт; $Q_{п.н}$ — объемная подача насоса, м³/с; $\eta_{п.н}$ — КПД питательного насоса. На рис. 4.20 показана характеристика питательного

насоса в H, Q -координатах. Характеристика насоса (кривая a) имеет неустойчивую область, которая определяет минимальную подачу $Q_{мин}$ насоса. Для возможности работать с расходом, меньшим $Q_{мин}$, предусматривают линию рециркуляции, и часть воды возвращается в аккумуляторный бак. Значение рециркуляции

$$Q_{рец} = Q_{мин} - Q_{п.н}. \quad (4.42)$$

Клапан рециркуляции открывается автоматически при снижении расхода питательной воды менее $Q_{мин}$.

Характеристика сети (кривая b) отражает зависимость (4.38). При номинальной подаче напор насоса равен сопротивлению сети. При снижении подачи до Q_1 появляется несоответствие между напором и сопротивлением сети. Избыточный напор ΔH поглощается в регулирующем питательном клапане.

При наличии гидромукты или турбопривода, обеспечивающих регулирование насоса изменением частоты вращения, характеристика смещается эквидистантно номинальной, так чтобы сопротивление сети $H_{1с}$ совпадало с напором; развиваемым при подаче Q_1 и частоте вращения n_1 . Последнее определяется соотношением

$$n_1 = n_{ном} \sqrt{H'_1 / H_{ном}}. \quad (4.43)$$

Здесь H'_1 — напор, определяемый пересечением характеристики насоса при n_1 с квадратичной характеристикой сети, выходящей из начала координат и проходящей через рабочую точку номинального режима.

При регулировании частотой вращения КПД насоса зависит от Q и n . Подобные зависимости даны заводом-изготовителем и могут быть также определены в результате испытаний.

С использованием (4.1) и (4.41) получаем

$$\eta_{п.н} = \Delta p_{п.н}^{ср} / \Delta h'_{п.н}. \quad (4.44)$$

Для определения $\eta_{п.н}$ экспериментально надо измерять $\Delta p_{п.н}$, $\Delta h'_{п.н}$ и.

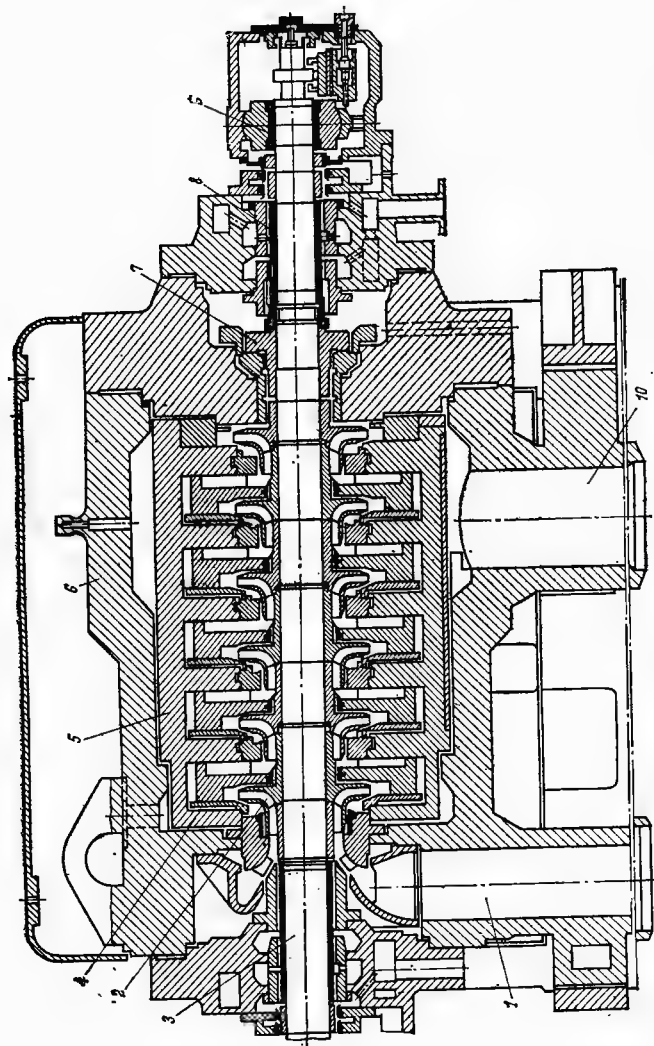


Рис. 4.21. Разрез по питательному турбонасосу ПТН-1150-340:

1 — подвод воды; 2 — рабочее колесо; 3 — вал насоса; 4 — направляющий аппарат; 5, 6 — внутренний и наружный корпус; 7 — гидравлическое разгрузочное устройство; 8 — уплотнения; 9 — опорный подшипник; 10 — отвод воды

используя таблицы водяного пара, найти $\rho_{\text{в}}$ и $\Delta h'_{\text{п.н.}}$, а также

$$\eta_{\text{н}} = \frac{\eta_{\text{м.вн}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}}$$

где $\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{ад}}$ — КПД механический и электродвигателя.

На КЭС и ТЭЦ с докритическим давлением применяются питательные насосы с электроприводом и гидромуфтой ПЭ-380-185/200. Серия насосов — ПЭ-500-185/200. Серии насосов ПЭ-500-180, ПЭ-580-185/200, ПЭ-720-185, ПЭ-780-185/210 и ПЭ-900-185 имеют однотипную двухкорпусную конструкцию. Для восприятия осевого давления предусмотрено разгрузочное устройство — гидروطа, от которой протечка горячей воды отводится в деаэратор.

К концевым уплотнениям подводится холодный конденсат, который отводится в конденсатор.

Для энергоблоков на сверхкритическое давление применяются быстросходные питательные насосы с паротурбинным приводом. Рассмотрим питательную насосную установку для энергоблоков 300 МВт. Установка состоит из главного питательного насоса ПТН-1150-340, пускорезервного электропитательного насоса ПЭ-600-340, трех предвключенных бустерных электропитательных насосов типа ПД-650-160 с частотой вращения 2980 1/мин, которые создают необходимый подпор на входе в быстросходные главный и пускорезервный насосы.

На рис. 4.21 приведен разрез питательного турбонасоса ПТН-1150-340. Насос шестиступенчатый, двухкорпусный. К промежуточным камерам концевых уплотнений подводится холодный конденсат от конденсатных насосов II ступени. Для привода насоса используется турбина с противодавлением типа ОР-12ПМ мощностью 12500 кВт с частотой вращения 6000 1/мин. Турбина питается паром из отбора ЦСД главной турбины; отработавший пар направляется в ЦНД главной турбины. Приводная турбина имеет дроссельное паро-

распределение (один регулирующий клапан), управляемое автоматическим регулятором производительности ПТН, который получает сигнал по давлению питательной воды в перемычке перед котлом.

Пускорезервный питательный электронасосный агрегат ПЭ-600-320 состоит из насоса, редуктора, гидромуфты и электродвигателя.

Маслоснабжение главного и резервного питательных насосов осуществляется от маслосистемы главной турбины.

Для энергоблоков 500 и 800 МВт применяют питательные турбонасосы ПТН-950-350 и ПТН-1500-350. От вала турбины через понижающий редуктор вращается предвключенный насос ПД-1600-180 с частотой вращения 1250 1/мин.

4.7.3. Сетевые насосы

Сетевые насосы предназначены для перекачки сетевой воды: I подъема от обратной линии теплоотсека до сетевых подогревателей, II подъема от линии после подогревателей через пиковые водогрейные котлы в подающую линию теплоотсека.

Сетевые насосы выполняются центробежного типа, горизонтальные, одно- или двухступенчатые с частотой вращения 1500 и 3000 1/мин. Широко применяются на ТЭЦ сетевые насосы СЭ-3200-70; СЭ-3200-160; СЭ-5000-70; СЭ-5000-100; СЭ-5000-160.

ВОПРОСЫ К ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ

1. Продумайте последовательность теплового расчета ПВД.
2. В чем сущность применения охладителей пара?
3. В чем состоят достоинства смешивающих подогревателей?
4. В результате чего может произойти снижение уровня в деаэрационном баке?
5. В результате чего может произойти повышение уровня в ПВД?
6. Составьте описание питательного насоса по рис. 4.21.
7. Как определить мощность питательного турбонасоса на действующей установке?

Тепловая схема ТЭС

5.1. Принципиальная тепловая схема ТЭС

Принципиальная тепловая схема ТЭС показывает основные потоки теплоносителей, связанные с основным и вспомогательным оборудованием в процессах преобразования теплоты для выработки и отпуска электроэнергии и теплоты. Практически принципиальная тепловая схема сводится к схеме пароводяного тракта ТЭС (энергоблока), элементы которого даются в условных изображениях.

Разберем принципиальную схему КЭС с барабанным котлом и без промежуточного перегрева пара с турбиной К-100-90, которая представлена на рис. 5.1.

Пар из парового котла 1 по паропроводу свежего пара 2 поступает к ЦВД паровой турбины 3. Из конденсатора 4 конденсат откачивается конденсатным насосом 5, который прокачивает его последовательно через подогреватель эжекторов (ПЭ), сальниковый подогреватель (ПС) и далее через группу ПНД в деаэрактор. После деаэрактора питательная вода поступает в питательный насос 6, который подает ее через группу ПВД в экономайзер парового котла.

Описанная тепловая схема является в значительной мере типовой

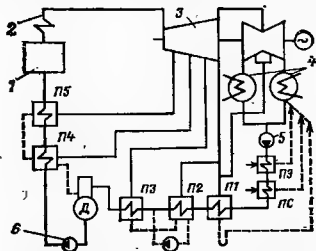


Рис. 5.1. Принципиальная схема КЭС с барабанным котлом без промежуточного перегрева пара

и незначительно меняется с ростом единичной мощности и начальных параметров пара.

Какие же основные положения построения тепловой схемы вытекают из рассмотренного примера? Деаэрактор и питательный насос делят схему регенеративного подогрева на группы ПВД и ПНД. Группа ПВД, как правило, состоит из двух-трех подогревателей с каскадным сливом дренажей вплоть до деаэрактора. Деаэрактор питается паром того же отбора, что и предвключенный ПВД. Такая схема включения деаэрактора по пару широко распространена. Поскольку в деаэракторе поддерживается постоянное давление пара, а давление в отборе снижается пропорционально снижению расхода пара на турбину, такая схема создает для отбора запас по давлению, который реализуется в предвключенном ПВД.

Группа ПНД состоит из четырех-пяти регенеративных и двух-трех вспомогательных (ПЭ, ПС) подогревателей. При наличии испарительной установки конденсатор испарителя включается между ПНД.

На рис. 5.2 приведена принципиальная тепловая схема энергоблока 300 МВт на сверхкритическое давление свежего пара с промежуточным перегревом пара и с прямоточным котлом.

Из схемы видно, что решения по регенеративному подогреву приняты обычные: три ПВД, причем первый отбор пара берется из цилиндра высокого давления (ЦВД), второй — после ЦВД (из холодной линии промежуточного перегрева), третий — из ЦСД после промежуточного перегрева пара; деаэрактор на давление 0,7 МПа питается паром из самостоятельного отбора из ЦСД, причем предусмотрена возможность перевода его при пониженных нагрузках турбины на питание паром из отбора с более высоким давлением; группа ПНД со-

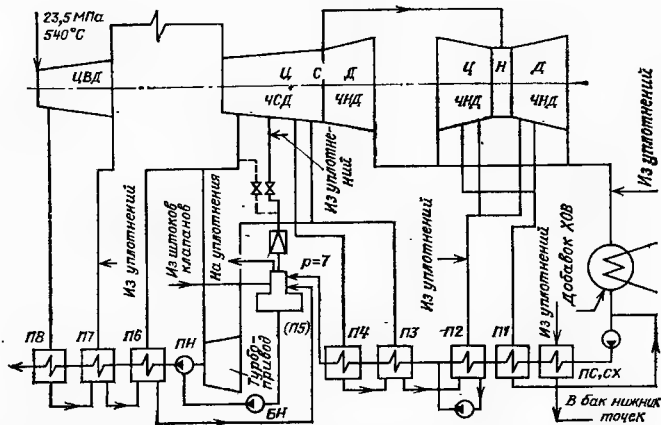


Рис. 5.2. Принципиальная тепловая схема энергоблока 300 МВт с промежуточным перегревом пара и с прямоточным котлом

стоит из четырех подогревателей и сальникового подогревателя.

Добавочная химически обессоленная вода подается в конденсатор турбины, где она деаэрируется в конденсаторной, имеющем барботажное устройство. Протечки через концевые лабиринтные уплотнения турбины отводятся в паропроводы отбора на ДД7, в подогреватель П2 и в сальниковый подогреватель.

На рис. 5.3 дана схема протечек пара через концевые лабиринтные уплотнения турбины К-300-240. В предпоследние отсеки лабиринтных уплотнений подводится пар из коллектора уплотнений, который получает пар из деаэрированного бака через регулирующий клапан, поддерживающий в коллекторе постоянное давление 0,102 МПа.

Из последних отсеков лабиринтных уплотнений пар отсасывается

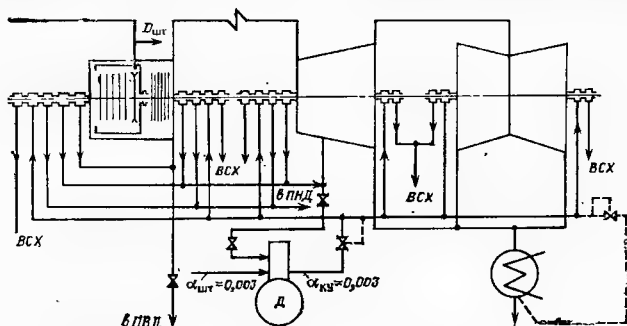


Рис. 5.3. Схема протечек пара через концевые лабиринтные уплотнения

пароструйным эжектором в сальниковый холодильник, где и конденсируется, подогревая основной конденсат турбины.

В принципиальной тепловой схеме дается решение вопроса о способе приготовления добавочной воды. При применении химического обессоливания добавочную воду подводят в конденсатор турбины. С середины 50-х годов на КЭС применяется блочная схема, обусловленная применением промежуточно: го перегрева пара, и поэтому рассматривается принципиальная тепловая схема энергоблока.

5.2. Расчет тепловой схемы конденсационного энергоблока

Принципиальная тепловая схема ТЭС может использоваться в качестве расчетной, так как из ней удобно наносить необходимые исходные данные: параметры и потоки пара и конденсата, внутренние относительные КПД отсеков турбины, значения протечек пара через уплотнения.

Содержание и характер расчета тепловой схемы зависят от его назначения. Если ставится задача составить и рассчитать тепловую схему новой установки, то расчет тепловой схемы для принятых начальных параметров пара состоит в выборе параметров регенеративных отборов пара, построении процесса расширения пара в турбине в h, s -диаграмме и определении по заданной номинальной мощности всех потоков пара и воды, а также показателей тепловой экономичности. Такого рода расчет рассматривается в настоящем параграфе.

Если же тепловая схема энергоблока строится с использованием серийной турбоустановки для конкретных условий проектируемой КЭС, то проводятся расчеты для режимов номинальной и частных нагрузок с учетом отборов пара для собственных нужд электростанции с использованием имеющихся заводских данных по расчетному режиму турбины. Такого типа рас-

четы тепловой схемы рассмотрены в гл. 7. Детали методики расчета тепловой схемы новой установки рассмотрим на примере энергоблока 300 МВт, принципиальная схема которого дана на рис. 5.2.

Пример. Расчет тепловой схемы конденсационного энергоблока 300 МВт. При разработке принципиальной схемы новой установки рассматривается ряд вариантов, для которых на основании накопленного опыта и некоторых предварительных расчетов задаются исходными данными. Считаем, что рассматриваем один из вариантов со следующими исходными данными:

Начальное давление пара	$p_0 = 23,5 \text{ МПа}$ (240 кгс/см ²)
Начальная температура пара	$t_0 = 540^\circ\text{C}$
Конечное давление пара	$p_k = 0,004 \text{ МПа}$
Конечная температура регенеративного подогрева питательной воды	$t_{п.в.} = 270^\circ\text{C}$
Число ступеней регенеративного подогрева	$z = 8$

Давление промежуточного перегрева пара принято на основании рекомендаций, полученных в результате вариантов расчетов:

$$p'_{п.к.} = p_0/6 = 23,5/6 = 3,92 \text{ МПа.}$$

Потери давления в системе промежуточного перегрева пара принята равной 10% значения $p'_{п.к.}$:

$$p''_{п.к.} = 0,9p'_{п.к.} = 0,9 \cdot 3,92 = 3,53 \text{ МПа.}$$

Первый этап — определение давлений регенеративных отборов пара. При этом используем приведенные выше теоретические выводы и рекомендации, накопленные при создании большого числа турбоустановок.

Давление первого отбора из ЦВД определяется заданной температурой питательной воды. Принимаем недогрев до температуры насыщения в подогревателе П8 $\theta_{п8} = 2^\circ\text{C}$ (с учетом охладителя пара). Температура насыщения отборного пара и подогревателя

$$t_{п8} = t_{п8} + \theta_{п8} = 270 + 2 = 272^\circ\text{C.}$$

По таблицам водяного пара по температуре насыщения определяем давление греющего пара в подогревателе $p'_{п8} = 5,68 \text{ МПа}$. Потерю давления в паропроводе принимаем на основании заводских рекомендаций равной 8% давления пара в подогревателе. Поэтому давление пара в отборе $p'_{п8}$

$$p_{п8} = 1,08p'_{п8} = 1,08 \cdot 5,68 = 6,1 \text{ МПа.}$$

Отбор на П7 берется после ЦВД при давлении промежуточного перегрева пара:

$$p_{п7} = p'_{п.к.} = 3,92 \text{ МПа; } p'_{п7} = 0,92p_{п7} = 0,92 \cdot 3,92 = 3,6 \text{ МПа.}$$

По таблицам водяного пара и воды находим $t_{п7к}=243,8^{\circ}\text{C}$.

Принимаем $\theta_{п7}=2,8^{\circ}\text{C}$:

$$t_{п7}=t_{п7к}-\theta_{п7}=243,8-2,8=241^{\circ}\text{C}.$$

Таким образом, подогрев в П8 составляет

$$\Delta t_{п8}=t_{п8}-t_{п7}=270-241=29^{\circ}\text{C}.$$

Как видно из принципиальной схемы рис. 5.2, для питания деаэратора паром предусмотрен самостоятельный отбор. В деаэратор также отводится протечки пара из концевых уплотнений ЦВД и ЦСД.

Давление пара в деаэраторе принято равным $p_d=0,685$ МПа (7 кгс/см²); $t_{д.н.}=164,2^{\circ}\text{C}$. Падение давлений в паропроводе отбора с учетом сопротивления регулирующего клапана на подводе пара к деаэрационной колонке принимаем 0,2 МПа. Принимаем для номинального режима запас по давлению 20%. Это означает, что при нагрузке 80% давление пара в отборе будет достаточным для питания деаэратора. С учетом вышесказанного

$$p_d=(p_d+0,2) \cdot 1,2=(0,685+0,2) \cdot 1,2=1,06 \text{ МПа}.$$

Между отбором пара на П7 и на Д предусматривается отбор на П6, из которого берется также пар на приводную турбину питательного насоса, и поэтому повышение температуры питательной воды в питателе; ном насосе имеет своим первоисточником пар этого отбора. Общее повышение температуры питательной воды в П7, П6 и питательном насосе равно

$$\Delta t_{п7,п6,п.н}=t_{п7}-t_{д.н.}=241-164,2=76,8^{\circ}\text{C}.$$

При распределении этого повышения температуры между двумя отборами учитываем, что подогрев в П7, питаемом из холодной линии промежуточного перегрева, рекомендуется принимать в 1,5—1,8 раза большим, чем подогрев в П6. На основании этой рекомендации имеем

$$t_{п6}=t_{д.н.}+\Delta t_{п7,п6,п.н}/2,7=164,2+76,8/2,7=192,4^{\circ}\text{C}.$$

Принимаем недогрев в П6 равным $\theta_{п6}=1,1^{\circ}\text{C}$.

Тогда имеем

$$t_{п6}=t_{п6}+\theta_{п6}=192,4+1,1=193,5^{\circ}\text{C}.$$

По таблицам водяного пара имеем

$$p_{п6}=1,38 \text{ МПа}; p_{п6}=1,08 p_{п6}=1,08 \cdot 1,38=1,49 \text{ МПа}.$$

Переходим к определению давлений в отборах для ЦВД.

Давление пара после ЧСД определяется конструктивными соображениями при разработке проточной части турбины и обычно составляет 0,2—0,25 МПа.

Учитывая это, принимаем $p_{п3}=0,22$ МПа.

Тогда $p'_{п3}=0,2$ МПа; $t_{п3н}=120^{\circ}\text{C}$;

$$t_{п3}=t_{п3н}-\theta_{п3}=120-5=115^{\circ}\text{C}.$$

Недогрев в П3 принимаем 5°C , так как охладитель пара предусмотрен только в П4. Для надежной работы деаэратора и его регулятора давления рекомендуется величина подогрева основного конденсата в деаэраторе порядка 20°C . Это условие определяет выбор давления отбора на П4:

$$t_{п4}=t_{д.н.}-\Delta t_{д}=164,2-20,2=144^{\circ}\text{C}.$$

При $\theta_{п4}=2^{\circ}\text{C}$ (из-за наличия охладителя пара) имеем

$$t_{п4н}=t_{п4}+\theta_{п4}=144+2=146^{\circ}\text{C};$$

$$p'_{п4}=0,42 \text{ МПа}; p_{п4}=1,08 p'_{п4}=1,08 \cdot 0,42=0,45 \text{ МПа}.$$

Для определения давлений двух отборов из ЦВД принимаем равномерное распределение подогрева между подогревателями П3, П2, П1. Температура конденсата на входе в П1 равна температуре конденсата после конденсатора, плюс подогрев в сальниковом подогревателе:

$$t_{с.п}=t_k+\Delta t_{с.п}.$$

При $p_k=0,004$ МПа; $t_k=28,6^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t_{с.п}=4+5^{\circ}\text{C}; t_{с.п}=28,6+4,4=33^{\circ}\text{C}.$$

Подогрев, приходящийся на один из подогревателей, равен

$$\Delta t=(t_{п3}-t_{с.п})/3=(115-33)/3=27^{\circ}\text{C};$$

$$t_{п1}=t_{с.п}+\Delta t=33+27=60^{\circ}\text{C};$$

$$t_{п1н}=t_{п1}+\theta_{п1}=60+5=65^{\circ}\text{C}.$$

По таблицам водяного пара имеем

$$p'_{п1}=0,025 \text{ МПа}; p_{п1}=1,08 p'_{п1}=1,08 \cdot 0,025=0,027 \text{ МПа};$$

$$t_{п2}=t_{п1}+\Delta t=60+27=87^{\circ}\text{C};$$

$$t_{п2н}=t_{п2}+\theta_{п2}=87+5=92^{\circ}\text{C};$$

$$p'_{п2}=0,077 \text{ МПа}; p_{п2}=1,08 p'_{п2}=1,08 \cdot 0,077=0,083 \text{ МПа}.$$

Для схемы без самостоятельного отбора на деаэратор питание паром последнего может осуществляться из отбора на П6.

Очевидно, что наличие дополнительного отбора пара на деаэратор дает возможность дополнительного срабатывания тепловыделения в турбине потоком пара на деаэратор Д_д.

После определения давлений отборов переходим к построению процесса расширения пара в h, τ -диаграмме (рис. 5.4).

Начальная энтальпия пара при $p_0=23,3$ МПа и $t_0=540^{\circ}\text{C}$ равна $h_0=3320$ кДж/кг.

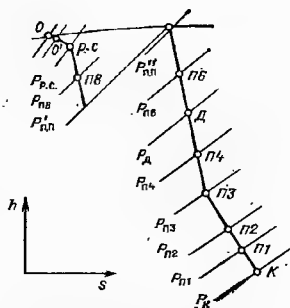


Рис. 5.4. Процесс расширения пара в турбине в h, s -диаграмме

Учитываем дросселирование острого пара в стопорном и регулирующих клапанах (считаем, что открыты полностью все регулирующие клапаны, кроме дополнительного, перегруженного):

$$\Delta p_0 = 0,05 p_0 = 0,05 \cdot 23,5 = 1,175 \text{ МПа};$$

$$p'_{0c} = 22,325 \text{ МПа}.$$

Принимаем значение изотропного теплопадения в регулирующей ступени в соответствии с рекомендациями 100 кДж/кг. Откладываем это теплопадение в h, s -диаграмме для водяного пара по вертикали из точки 0 (см. рис. 5.4) и получаем точку пересечения с изобарой за регулирующей ступенью $p_{p,c} = 16,35$ МПа. Принимаем КПД регулирующей ступени $\eta'_{oi} = 0,7$.

Получаем энтальпию пара после регулирующей ступени

$$h_{p,c} = h_0 - \Delta h_{из,р,с} \eta'_{oi} =$$

$$= 3320 - 100 \cdot 0,7 = 3250 \text{ кДж/кг}.$$

Далее из точки p,c по изотропе определяем располагаемое теплопадение нерегулируемых ступеней ЦВД до давления пара после ЦВД $p'_{п,п} = 3,92$ МПа: $\Delta h_{из,в,д} = 400$ кДж/кг.

В соответствии с имеющимися рекомендациями принимаем $\eta'_{oi} = 0,81$. Тогда имеем $h_7 = h'_{п,п} = h_{p,c} - \Delta h_{из,в,д} \eta'_{oi} = 3250 - 400 \cdot 0,81 = 2926$ кДж/кг.

Соединим точки p,c и $п,п$ на h, s -диаграмме прямой линией, характеризующей расширение пара в ЦВД. Пересечение этой линии с изобарой отбора пара из ЦВД $p_{пб}$ дает точку $пб$ с энтальпией $h_8 = 3020$ кДж/кг и температурой пара $t_{пб} = 344^\circ\text{C}$. Далее строим процесс расширения пара в ЦСД и ЦНД.

При поступлении в ЦСД пар при параметрах $p'_{п,п} = 3,53$ МПа и $t_{п,п} = 540^\circ\text{C}$ имеет энтальпию $h''_{п,п} = 3530$ кДж/кг.

Дросселирование пара в дроссельных клапанах на входе в ЦСД обычно принимают 0,1 МПа.

Определяем изотропное теплопадение в ЦСД до давления за ЦСД $p_{цсд} = 0,22$ МПа: $\Delta h_{из,с,д} = 758$ кДж/кг. Принимаем $\eta'_{oi} = 0,9$. Тогда

$$h''_{цсд} = h_8 - \Delta h_{из,с,д} \eta'_{oi} =$$

$$= 3520 - 768 \cdot 0,9 = 2845 \text{ кДж/кг}.$$

Проводим линию расширения пара в ЦСД, соединяя прямой точки $п,п'$ и $пб$. Пересечение этой линии с изобарами $p_{п2}$, $p_{п1}$ и $p_{п4}$ дает энтальпии пара в отборах: $h_6 = 3260$ кДж/кг; $h_4 = 3160$ кДж/кг; $h_4 = 3000$ кДж/кг.

Определяем по h, s -диаграмме изотропное теплопадение ЦНД до $p_{к} = 0,004$ МПа: $\Delta h_{из,в,д} = 605$ кДж/кг. Принимаем $\eta'_{oi} = 0,8$:

$$h_k = h_4 - \Delta h_{из,в,д} \eta'_{oi} =$$

$$= 2845 - 605 \cdot 0,8 = 2360 \text{ кДж/кг}; \quad x_k = 0,92.$$

Проводим в h, s -диаграмме линию расширения пара в ЦНД, соединяя прямой точки $пб$ и $К$. Пересечение этой прямой с изобарами $p_{п2}$ и $p_{п1}$ дает энтальпии пара в отборах $h_2 = 2720$ кДж/кг; $h_1 = 2570$ кДж/кг.

Таким образом, построение процесса расширения пара в h, s -диаграмме завершено; полученные данные сводим в таблицу параметров пара и воды (табл. 5.1). Некоторые параметры ($h'_в, h_{в1}, h_{в2}$) определяются по таблицам для воды и водяного пара. Температуры дренажей ПВД и П4 принимаем равными температуре воды на входе плюс 10°C ; температуры дренажей ПНД равны температурам насыщения греющего пара.

Требуется также построить процесс расширения пара в приводной турбине питательного насоса.

Падение давления в паропроводе до турбины принимаем равным 10% значения $p_{пб}$:

$$p_{т,п} = 0,9 p_{пб} = 0,9 \cdot 1,49 = 1,34 \text{ МПа}.$$

Противодавление турбины равно 1,1 рпс:

$$p''_{т,п} = 1,1 \cdot 0,22 = 0,24 \text{ МПа}.$$

Из h, s -диаграммы находим $\Delta h_{из,т,п} = 425$ кДж/кг. Принимаем $\eta'_{т,п} = 0,85$; энтальпия отработавшего пара приводной турбины

$$h''_{т,п} = h_6 - \Delta h_{из,т,п} \eta'_{т,п} =$$

$$= 3260 - 425 \cdot 0,85 = 2900 \text{ кДж/кг}.$$

Следующий этап расчета — определение долей отборов (от расхода пара на турбину) из уравнений тепловых балансов регенеративных подогревателей. Тепловые балансы составляют последовательно от П8 до П1.

Подогреватель П8

$$D_{п8}(h_8 - h_{др8}) \eta_{п8} = D(h_{п8} - h_{п1}).$$

Таблица 5.1. Параметры пара и воды

Точка процесса	p , МПа	t , °C	h , кДж/кг	p' , МПа	t'_H , °C	h'_K , кДж/кг	t_{HT} , °C	$h_{пг}$, кДж/кг	$t_{дрг}$, °C	$h_{дрг}$, кДж/кг
О	23,5	540	3320	—	—	—	—	—	—	—
О'	22,325	535	3320	—	—	—	—	—	—	—
РС	16,35	493	3250	—	—	—	—	—	—	—
П8	6,1	344	3020	5,68	272	1190	270	1180	254	1104
П7 (ПП')	3,92	294	2926	3,60	243,8	1050	241	1040	203	862
ПП	3,53	540	3530	—	—	—	—	—	—	—
П6	1,49	400	3260	1,38	193,5	822	192,4	818	180	770
Д	1,05	356	3160	0,685	164,2	690	164,2	690	—	—
П4	0,45	270	3000	0,42	146	614	144,0	603	130	546
П3	0,22	210	2845	0,20	120	502	115	480	120	502
П2	0,083	115	2720	0,077	92	385	87	363	92	385
П1	0,027	65	2570	0,025	65	272	60	250	65	272
К	0,004	28,6	2360	—	28,6	100	—	—	—	—

 $(x=0,92)$

В этом расчете принято, что расход питательной воды равен расходу пара на турбину, т. е. не учитывается поток добавочной воды. Подставляем численные значения

$$\alpha_{пв} = \frac{D_{пв}}{D} = \frac{h_{пв} - h_{пг}}{(h_{пв} - h_{дрп}) \gamma_{пв}} = \frac{1180 - 1040}{(3020 - 1104) \cdot 0,99} = 0,0738.$$

В подогреватель П7 сливается дренаж из П8 и поступает пар из протечек концевых уплотнений

$$D_{пг} (h_{пг} - h_{дрп}) + D_{пг}^{пг} (h_{пг}^{пг} - h_{дрп}) + D_{пв} (h_{дрп} - h_{дрг}) = D (h_{пг} - h_{пв}) / \gamma_{пг}.$$

Подставляем численные значения:

$$\alpha_{пг} = \frac{(1040 - 818) / 0,99 - (-0,0738 (1104 - 862) - 0,007 (3200 - 862))}{2926 - 862} = 0,092.$$

В подогреватель П6 поступает питательная вода из питательного насоса.

Определим повышение энтальпии воды в питательном насосе:

$$\Delta h'_{п.н} = v' \Delta p_{п.н} / \eta_{п.н},$$

где v' — средний удельный объем воды в питательном насосе, м³/кг; $\Delta p_{п.н}$ — повышение давления воды в питательном насосе, Н/м²; $\Delta h'_{п.н} = 0,0011 \cdot 30,5 \cdot 10^3 / 0,8 = 42$ кДж/кг.

Это повышение энтальпии соответствует повышению температуры на 6 °C:

$$h'_{п.н} = h'_{пв} + \Delta h'_{п.н} = 690 + 42 = 732 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой баланс П6:

$$D_{пв} (h_{пв} - h_{дрп}) + (D_{пв} + D_{пг} + D_{пг}^{пг}) (h_{дрг} - h_{дрп}) = D (h_{пв} - h'_{п.н}) / \gamma_{пв}.$$

Подставляем численные значения:

$$\alpha_{пв} = \frac{(818 - 732) \cdot 1 / 0,99 - (0,0738 + 0,091 + 0,007) (862 - 770)}{3260 - 770} = 0,028.$$

В деаэратор сливаются дренажи ПВД, подаются греющий пар D_H , протечки штоков клапанов ЦВД $D_{шт}$, протечки концевых уплотнений ЦВД и ЦСД $D_{лпр}$. Из ПВД поступает поток основного конденсата $D_{нд}$ при температуре $t_{нв}$. Следует учесть также, что из аккумуляторного бака берется насыщенный пар на эжекторы и на коллектор пара на уплотнения турбины $\alpha_{ку}$.

В рассматриваемом примере применены водоструйные эжекторы, поэтому отбор пара на эжекторы отпадает.

Запишем тепловой баланс деаэрата как смешивающего подогревателя:

$$\alpha_D = h_D + \alpha_{шт} h_{шт} + (\alpha_{пв} + \alpha_{пг} + \alpha_{пг}^{пг} + \alpha_{пв}^{пв}) h_{дрп} + \alpha_{к.д} h_{пв} + \alpha_{пг}^{пг} h_{пг} - \alpha_{ку} h_{к.д} = h_e' / \gamma_d.$$

Принимаем

$$\alpha_{ку} = 0,003; h_{к.д} = 2770 \text{ кДж/кг.}$$

Выразим $\alpha_{к.д}$ из массового баланса пара:

$$\alpha_{к.д} = 1 - \alpha_{шт} - \alpha_{пг}^{пг} - \alpha_{пв} - \alpha_{пг} - \alpha_{пв} - \alpha_D - \alpha_{пг}^{пг} + \alpha_{ку} = 1 - 0,003 - 0,007 - 0,0738 - 0,0920 - 0,028 - 0,017 - \alpha_D + 0,003 = 0,783 - \alpha_D; \alpha_{пг}^{пг} = 0,017.$$

Подставляем численные значения в уравнение теплового баланса деаэрата:

$$\alpha_D = \frac{690 / 0,99 - 0,003 \cdot 3320 - 0,178 \cdot 770 - 0,783 \cdot 603 - 0,0173 \cdot 3200}{3160 - 603} = \frac{-0,003 \cdot 2770}{3160 - 603} = 0,010.$$

Получаем $\alpha_{кд} = 0,783 - 0,010 = 0,773$.

Переходим к тепловым балансам ПНД.

Подогреватель П4

$$\alpha_{пв} = \frac{0,773 (603 - 480)}{(3000 - 546) \cdot 0,99} = 0,039.$$

Перед подогревателем ПЗ по ходу конденсата имеется смеситель двух потоков — основного конденсата из конденсатора

$$\alpha'_{кд} = \alpha_{кд} - \alpha_{г.г} - \alpha_{пз} - \alpha_{пв} - \alpha_{пр}^{п2}$$

и дренажа из П2

$$\alpha_{др} = \alpha_{п4} + \alpha_{п3} + \alpha_{пв} + \alpha_{пр}^{п2}$$

Принимаем $\alpha_{пр}^{п2} = 0,008$.

В уравнении теплового баланса ПЗ записываем отдельно подогрев каждого из этих потоков:

$$\begin{aligned} [\alpha_{пз} (h'_{г.г} - h_{др3}) + \alpha_{п4} (h_{др4} - h_{др3})] \eta_{пв} = \\ = \alpha_{к.д} (h_{пз} - h_{п2}) + (\alpha_{п4} + \alpha_{пз} + \\ + \alpha_{пр}^{п2} + \alpha_{пв}) (h_{пз} - h_{др2}). \end{aligned}$$

Трекущим паром для П2 является пар из выхода приводной турбины питательного насоса с энтальпией $h'_{г.г.}$.

Подставляем в уравнение для ПЗ численные значения:

$$\begin{aligned} [\alpha_{пз} (2900 - 502) + 0,039 (546 - 502)] \times \\ \times 0,99 - (0,773 - 0,039 - \alpha_{пз} - \alpha_{пв} - 0,008) \times \\ \times (480 - 363) + (0,039 + \alpha_{пз} + 0,008 + \\ + \alpha_{пв}) \cdot (480 - 385). \end{aligned}$$

После вычислений имеем

$$\alpha_{пз} + 0,0094 \alpha_{пв} = 0,0313.$$

Полученное уравнение содержит помимо $\alpha_{пз}$ также и $\alpha_{пв}$. Поэтому надо использовать уравнение теплового баланса П2.

Подогреватель П2

$$\begin{aligned} \alpha_{п2} (h_2 - h_{др2}) + \alpha_{пр}^{п2} (h_{пр}^{п2} - h_{др2}) = \\ = \alpha_{к.д} (h_{п2} - h_{п1}) / \eta_{п2}; \\ \alpha_{п2} = (2720 - 385) + 0,008 (3200 - \\ - 385) = (0,726 - \alpha_{пз} - \alpha_{пв}) \times \\ \times (363 - 250) / 0,99. \end{aligned}$$

После вычислений имеем $\alpha_{пз} + 21,4 \alpha_{пв} = 0,54$.

Подставляя значение $\alpha_{пз}$, получаем $\alpha_{пв} = 0,024$; $\alpha_{пз} = 0,03$. Тогда $\alpha_{кд} = 0,672$.

Подогреватель П1 совместно с СП. Принимаем, что $\alpha_{с.п} = \alpha_{пк.у}$:

$$\begin{aligned} \alpha_{п1} (h_1 - h_{др1}) + \alpha_{с.п} (h_{с.п} - h_{др.с.п}) = \\ = \alpha'_{кд} (h_{п1} - h'_{г.г}); \\ \alpha_{п1} = (2570 - 272) + 0,003 (2770 - 160) = \\ = 0,672 (250 - 120); \end{aligned}$$

$$\alpha_{п1} = 0,0344.$$

Тогда доля потока основного конденсата, идущего из конденсатора,

$$\alpha_{к} = \alpha'_{кд} - \alpha_{п1} = 0,672 - 0,0344 = 0,637.$$

Значение $\alpha_{к}$ определяет потерю теплоты в конденсаторе, а следовательно, и КПД и является решающим для выбора характеристики циркуляционного водоснабжения.

Далее для определения расхода пара на турбину найдем приведенное теплопоедание для турбины как сумму произведений долей расхода пара через отсеки турбины на их теплопоедания:

$$\Delta H_{тв} = \sum_i \alpha_i \Delta h_{ti}.$$

Как видно из рис. 5.3, свежий пар подводится в середину ЦВД, проточная часть которого разделена перегородкой. Поэтому имеется внутренняя протечка пара в правый отсек $\alpha_{пр}^{вн} = 0,018$, после левого отсека имеется протечка пара через левое концевое уплотнение ЦВД: $\alpha_{пр.ЦВД}^{лев} = 0,015$. После последней ступени ЦВД имеется протечка пара через правое уплотнение: $\alpha_{пр.ЦВД}^{пр} = 0,008$.

Первый отсек (регулирующая ступень):

$$\alpha_1 = 1 - \alpha_{п1} = 1 - 0,003 = 0,997;$$

$$\begin{aligned} \Delta h_{i1} = h_0 - h_p = 3320 - 3250 = \\ = 70 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Второй отсек (нерегулируемые ступени ЦВД до левого уплотнения):

$$\alpha_2 = \alpha_{р.с} - \alpha_{пр}^{вн} = 0,997 - 0,018 = 0,979;$$

$$\begin{aligned} \Delta h_{i2} = h_{р.с} - h_{пр.ЦВД}^{лев} = \\ = 3250 - 3100 = 150 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Третий отсек (ЦВД до отбора на П8):

$$\begin{aligned} \alpha_3 = \alpha_2 - \alpha_{пр.ЦВД}^{лев} + \alpha_{пр}^{вн} = 0,979 - \\ - 0,015 + 0,018 = 0,982; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta h_{i3} = h_{пр.ЦВД}^{лев} - h_8 = \\ = 3100 - 3020 = 80 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Четвертый отсек. ЦВД между отбором на П8 и на промежуточный перегрев (на П7):

$$\alpha_4 = \alpha_3 - \alpha_{п8} = 0,982 - 0,0738 = 0,9082;$$

$$\Delta h_{i4} = h_8 - h_7 = 3020 - 2926 = 94 \text{ кДж/кг.}$$

Пятый отсек (ЦВД от входа пара до отбора на П6):

$$\begin{aligned} \alpha_5 = \alpha_4 - \alpha_{пр.ЦВД}^{пр} - \alpha_{пр.ЦВД} - \alpha_{п7} = \\ = 0,9082 - 0,008 - 0,006 - 0,092 = 0,8022; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta h_{i5} = h'_{у.п} - h_6 = 3530 - 3260 = \\ = 270 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Шестой отсек (ЦВД — до отбора на деаэрактор):

$$\alpha_6 = \alpha_5 - \alpha_{п6} - \alpha_{г.г.}$$

Определяем расход пара на турбонасос из уравнения мощности

$$\alpha_{т.н} \Delta h_{т.н} = \Delta h'_{п.н.}$$

$$\alpha_{т.н} = \frac{\Delta h'_{п.н.}}{\Delta h_{т.н}} = \frac{42}{367 \cdot 0,985} = 0,1184;$$

$$\alpha_6 = 0,8022 - 0,028 - 0,1184 = 0,6558;$$

$$\Delta h_6 = h_6 - h_4 = 3260 - 3160 = 100 \text{ кДж/кг.}$$

Седьмой отсек (ЦСД—до отбора на П4):

$$\alpha_7 = \alpha_6 - \alpha_4 = 0,6558 - 0,010 = 0,6458;$$

$$\Delta h_7 = h_7 - h_4 = 3160 - 3000 = 160 \text{ кДж/кг.}$$

Восьмой отсек (ЦСД—до отбора на П3):

$$\alpha_8 = \alpha_7 - \alpha_{п3} = 0,6458 - 0,039 = 0,6068.$$

$$\Delta h_8 = h_8 - h_3 = 3000 - 2845 = 155 \text{ кДж/кг.}$$

Девятый отсек (ЦНД до отбора на П2): часть пара из противодавления приводной турбины поступает в П3 в количестве $\alpha_{п3} = 0,03$, остальной пар в количестве $\alpha_{т.н} - \alpha_{п3} = 0,1184 - 0,03 = 0,0884$ подается в ЦНД с энтальпией $h''_{т.н} = 2900 \text{ кДж/кг.}$

Энтальпия пара на входе в ЦНД определяется как средняя между энтальпиями двух потоков пара:

$$(\alpha_{т.н} - \alpha_{п3}) h''_{т.н} + \alpha_8 h_8 = \alpha_9 h'_{цнд};$$

$$0,0884 \cdot 2900 + 0,6068 \cdot 2845 =$$

$$= (0,0884 + 0,6068) h'_{цнд}.$$

После вычислений имеем

$$h'_{цнд} = 2852 \text{ кДж/кг; } \alpha_9 = 0,6952;$$

$$\Delta h_9 = h'_{цнд} - h_2 =$$

$$= 2852 - 2720 = 132 \text{ кДж/кг.}$$

Десятый отсек (ЦНД—между отборами на П2 и П1):

$$\alpha_{10} = \alpha_9 - \alpha_{п2} = 0,6952 - 0,024 = 0,6712;$$

$$\Delta h_{10} = h_2 - h_1 = 2720 - 2570 = 150 \text{ кДж/кг.}$$

Одиннадцатый отсек (ЦНД—последний):

$$\alpha_{11} = \alpha_{10} - \alpha_{п1} = 0,6712 - 0,0344 = 0,6368;$$

$$\Delta h_{11} = h_1 - h_n = 2570 - 2360 = 210 \text{ кДж/кг.}$$

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{тур}} &= \sum_{i=1}^n \alpha_i \Delta h_i = 0,997 \cdot 70 + \\ &+ 0,979 \cdot 150 + 0,982 \cdot 80 + 0,9082 \cdot 94 + \\ &+ 0,8022 \cdot 270 + 0,6558 \cdot 100 + 0,6458 \cdot 160 + \\ &+ 0,6068 \cdot 155 + 0,6952 \cdot 132 + 0,6712 \cdot 150 + \\ &+ 0,6368 \cdot 210 = 69,8 + 146,85 + 78,56 + \\ &+ 85,37 + 216,6 + 65,58 + 103,3 + 94,05 + \\ &+ 91,77 + 100,68 + 133,74 = 1186,3 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Расход пара на турбину равен

$$D = \frac{N_0 + \Delta N_{\text{мг}}}{\Delta H_{\text{тур}}} =$$

$$= \frac{300 + 5}{1186,3} \cdot 10^3 = 257,1 \text{ кг/с (925,6 т/ч).}$$

Здесь $\Delta N_{\text{мг}}$ —сумма механических потерь (потери с трением в подшипниках) и потеря в генераторе (нагревание обмоток):

$$\Delta N_{\text{мг}} = \Delta N_{\text{м}} + \Delta N_{\text{г}}.$$

Величины $\Delta N_{\text{м}}$ и $\Delta N_{\text{г}}$ задаются заводами-изготовителями.

Расход пара на промежуточный перегрев равен

$$\begin{aligned} D_{\text{п.п}} &= \alpha_{\text{п.п}} D = (\alpha_4 - \alpha_{п7} - \alpha_{\text{пр.ЦВД}}) D = \\ &= (0,9082 - 0,092 - 0,008) \cdot 257,1 = \\ &= 0,8082 \cdot 257,1 = 207,8 \text{ кг/с (748,1 т/ч).} \end{aligned}$$

Расход пара в конденсатор равен $D_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} D = 0,6368 \cdot 257,1 = 163,7 \text{ кг/с (589,4 т/ч).}$ Мощность приводной турбины питательного насоса равна

$$\begin{aligned} N_{т.н} &= \alpha_{т.н} D \Delta h_{т.н} = \\ &= 0,1184 \cdot 257,1 \cdot 360 \cdot 0,985 \cdot 10^{-3} = \\ &= 10,8 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

Определяем расход теплоты на турбоустановку:

$$\begin{aligned} Q_0 &= D(h_0 - h_{вв}) + D_{\text{п.п}}(h'_{\text{п.п}} - h'_{\text{п.к}}) = \\ &= [257,1(3320 - 1180) + 207,8(3530 - \\ &- 2926)] \cdot 10^{-3} = 550,2 + 125,0 = \\ &= 675,7 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

Подсчитаем КПД турбоустановки брутто:

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{бр}} = \frac{N_0 + N_{\text{т.н}}}{Q_0} = \frac{300 + 10,8}{675,7} = 0,46.$$

Для энергоблока на твердом топливе при $\eta_{\text{ка}} = 0,9$, $\eta_{\text{тн}} = 0,995$, $k_{\text{с.в}} = 0,05$ КПД нетто равен:

$$\begin{aligned} \eta^{\text{вс}} &= 0,46 \cdot 0,9 \cdot 0,995(1 - 0,05) = \\ &= 0,391. \end{aligned}$$

Удельный расход топлива на отпущенную электроэнергию при номинальной нагрузке 300 МВт равен

$$b_{\text{отп}}^{\text{вс}} = \frac{0,123}{0,391} = 314,6 \text{ кг/(МВт·ч).}$$

Приведенный пример расчета пригоден для любой турбоустановки с учетом ее конкретных особенностей. Тем более он применим для расчета тепловых схем турбоустановок на сверхкритическое давление пара. Таковыми являются турбины ЛМЗ К-500-240 и К-800-240, имеющие много общего с турбиной

К-300-240. Отличия в расчете определяются отличиями в схеме и вспомогательном оборудовании.

1. Турбоустановки К-500-240 и К-800-240 имеют по два турбопитательных насоса с приводными турбинами конденсационного типа. Кроме того, в схеме К-800-240 в случае энергоблока, работающего на газе и мазуте, предусмотрена также воздушная с конденсационным паровым приводом, питаемым отборным паром.

2. В схеме ПВД предусмотрен дополнительный охладитель пара третьего отбора, в который направляется часть потока питательной воды после последнего ПВД; этот поток питательной воды (около 10%) нагревается и возвращается в питательную линию. Достигаемое повышение температуры определяет повышение эффективности регенеративного подогрева питательной воды.

5.3. Полная тепловая схема энергоблока

Полная тепловая схема отличается от принципиальной тем, что на ней полностью отображаются оборудование, трубопроводы, запорная, регулирующая и защитная арматура. Полная тепловая схема энергоблока состоит из схем отдельных узлов, в том числе дается узел общестанционный (баки запасного конденсата с перекачивающими насосами, подпитка тепловой сети, подогрев сырой воды и т. п.). Выше была приведена схема одного из таких узлов — схема регенерации низкого давления (см. рис. 4.3), на которой показаны основные и вспомогательные трубопроводы с необходимой арматурой. К вспомогательным трубопроводам относятся обводные, дренажные, сливные, вспомогательные (отборы конденсата на впрыски и охлаждение ПЭН и т. п.), отсосов паровоздушной смеси.

Основу полной тепловой схемы (ПТС) составляют главные трубо-

проводы ТЭС, к которым относятся главные паропроводы и главные питательные трубопроводы, обеспечивающие главные связи между основным оборудованием — котельными и турбинными агрегатами.

Выше уже отмечалось, что следует различать блочные ПТС, в которых отсутствуют поперечные связи между энергоблоками, и неблочные ПТС, характеризующиеся наличием поперечных связей для основных потоков пара и воды.

На рис. 5.5 показана схема главных паропроводов неблочной ТЭС. Такая схема называется секционной схемой с переключательной магистралью. Установленная запорная арматура позволяет вывести в ремонт котел или турбину, отключив их согласно правилам техники безопасности двумя запорными органами. К переключательной линии могут быть подключены резервный котел, а также редуциционно-охладительные установки (РОУ) для подачи пара на собственные нужды ТЭС. Схема построена так, чтобы исключить выход из строя всей станции из-за отказа одного запорного органа, и позволяет выделить при необходимости блок котел — турбина или отключить переключательную магистраль для ремонта. К главным паропроводам подсоединена паровая растопочная линия, ведущая к растопочной РОУ. По этой линии при растопке котла до его подключения к переключательной магистрали отводится образующийся пар (продувка пароперегревателя).

Неблочная схема с переключательной магистралью сохраняется на большинстве действующих и на ряде вновь создаваемых теплоэлектроцентралей (ТЭЦ).

Энергоблоки выполняются по схемам моно- и дубль-блоков. По нормам технологического проектирования рекомендуется применять моноблоки, т. е. блоки с однокорпусными котлами. Дубль-блок — это блок с двухкорпусным котлом, что раз-

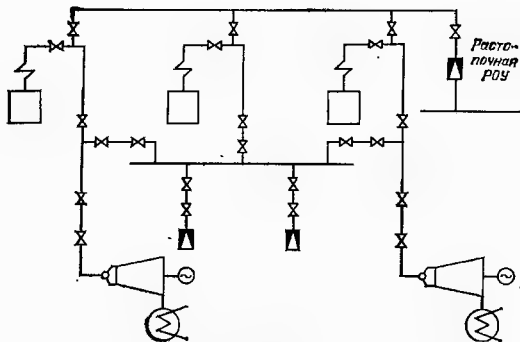


Рис. 5.5. Схема главных паропроводов КЭС с поперечными связями

сланцах и торфе, в энергосистемах небольшой мощности.

На рис. 5.6 показана схема главных паропроводов моноблока 300 МВт. Паропровод острого пара состоит из двух ниток диаметром 325×60 мм. На каждой нитке перед стопорным клапаном 1 установлена главная паровая задвижка (ГПЗ) 2 с байпасным регулирующим клапаном 3, используемым при пуске турбины для управления подачей пара. Перед байпасом установлен набор дроссельных шайб 4 и после него — запорный клапан 5

Установка байпаса требует врезки в паропровод кованых тройников, оказавшихся недостаточно надежными (из-за склонности к образованию трещин). Можно отказаться от байпаса, заменив обводную линию трубой малого диаметра с запорным клапаном, которая должна служить для подачи пара на прогрев стопорных и регулирующих клапанов и перепускных труб. При отсутствии байпаса управление подачей пара в турбину при пуске передается регулирующим клапаном. Возможно выполнение главного

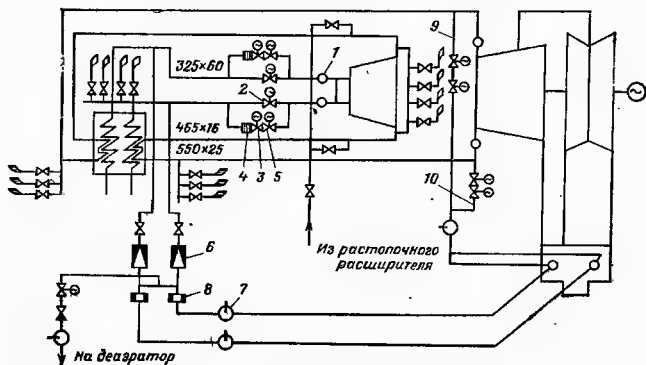


Рис. 5.6. Схема главных паропроводов моноблока 300 МВт

паропровода вообще без ГПЗ, что было сделано на некоторых зарубежных энергоблоках.

Холодная линия промежуточного перегрева пара выполняется двумя нитками 465×16 мм. Горячая линия промежуточного перегрева пара выполнена двумя нитками 550×25 мм. На каждой из ниток перед ЦСД предусмотрены присоединения сбросных линий 9 и 10 для сброса пара из системы промежуточного перегрева в конденсатор. На холодной и горячей нитках промежуточного перегрева нет запорной арматуры.

К каждой нитке паропровода свежего пара присоединена пускосбросная быстродействующая установка (ПСБУ), включающая редукционный клапан 6 и охладитель с впрыском 7. После редукционного клапана на сбросной линии установлена подпорная шайба 8, обеспечивающая достаточное давление в линии подачи пара на деаэратор при сбросе нагрузки. Для прогрева паропроводов промежуточного перегрева при пуске предусмотрен подвод пара из растопочного расширителя. В случае дубли-блока для возможности остановки одного из корпусов котла в ремонт предусматривают установку по две запорные задвижки как на паропроводе свежего пара, так и на холодной и горячей линиях промежуточного перегрева пара.

К главным питательным трубопроводам относятся трубопроводы питательной воды от напорной стороны питательных насосов до экономайзера котла. На рис. 5.7 приведена схема питательных трубопроводов энергоблока 300 МВт. После питательного насоса вода по питательному трубопроводу поступает к группе ПВД и затем к узлам питания (два узла на две нитки тракта прямооточного котла). Главные питательные задвижки 1 имеют байпасы 2 для регулирования расхода воды при малых нагрузках. Узел питания состоит из задвижки 3, обратного клапана 4, из-

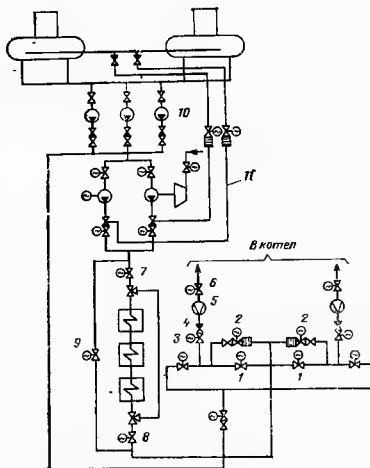


Рис. 5.7. Схема питательных трубопроводов энергоблока 300 МВт.

мерительной шайбы 5 и регулирующего питательного клапана (РПК) 6. При отключении группы ПВД в ремонт задвижки 7 и 8 закрываются, а задвижка 9 на обводной линии открывается. При заполнении и промывке котла воду можно подавать от бустерных насосов 10 по обводной линии к узлам питания. При малых нагрузках автоматически включается разгрузочная линия 11 подачи воды из питательных насосов на рециркуляцию.

На рис. 5.8 дана схема питательных трубопроводов ТЭС с поперечными связями. После питательного насоса 1 установлен обратный клапан 2 с присоединенным к нему разгрузочным клапаном, позволяющим через разгрузочную линию осуществить рециркуляцию воды в аккумуляторный бак деаэратора. Назначение разгрузочной линии — обеспечить загрузку питательного насоса, исключаяющую его работу в неустойчивой области. Это означает, что при пуске и малых нагрузках питательного насоса по разгрузочной линии часть питательной

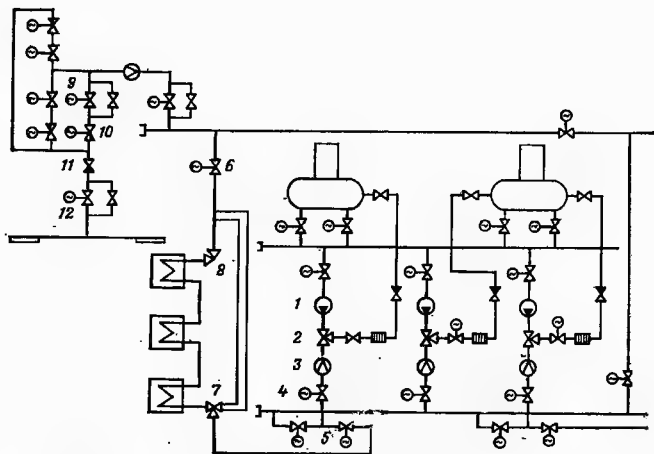


Рис. 5.8. Схема питательных трубопроводов ТЭС с поперечными связями

воды сбрасывается обратно в аккумуляторный бак. Позиции 3 и 4 — соответственно расходомер и запорная задвижка.

Питательный трубопровод ведет к группе ПВД. При срабатывании защитного устройства ПВД из-за повышения уровня дренажа в одном из подогревателей защитный клапан 7 на входе перекрывается так, что вода идет по обводной линии и закрывает защитный клапан на выходе 8. При выводе группы ПВД в ремонт необходимо отключить ее помимо защитных клапанов еще и запорными задвижками 5 и 6. От питательной магистрали питательная вода подается к узлу питания, состоящему из последовательно установленных запорной задвижки 9, регулирующего питательного клапана 10, обратного клапана 11 и запорной задвижки 12. Для работы при малых расходах параллельно с главным РПК предусмотрены две линии с РПК меньшего диаметра.

В ПТС входят также дополнительные трубопроводы, арматура и устройства, связанные с пусковой схемой.

5.4. Выбор оборудования пароводяного тракта

К оборудованию пароводяного тракта относится как основное (паровые котлы и турбины), так и вспомогательное оборудование.

Определяющим является турбина, диктующая паропроизводительность и параметры пара котла. Выбору типа турбины предшествует выбор мощности электростанции и ее топливной базы. Вид топлива является важнейшим фактором, определяющим конструкцию топочного устройства котла, систему подготовки топлива и весь топливный и газозо-воздушный тракты. Таким образом, для принятой турбины выбирается котел в соответствии с необходимой паропроизводительностью, параметрами пара и маркой топлива. Так, для турбины К-300-240 на сверхкритическое давление пришлось разработать целый ряд котлов на разные виды и марки топлива (до-нецкий тощий уголь, АШ, подмосковный уголь, ГСШ, экибастузский уголь, кузнецкий уголь, газ, мазут). В свою очередь топливная база влияет на выбор типа турбины, так

как при дешевом топливе применение сверхкритического давления пара может оказаться экономически не оправданным.

Уже в X пятилетке ввод мощностей осуществлялся преимущественно за счет энергоблоков на сверхкритическое давление (СКД). Некоторое количество блоков 200 МВт применялось в особых условиях (сланцы, торф). Крупнейшая станция с энергоблоками 200 МВт построена на базе попутного природного газа в Тюменской области (Сургутская ГРЭС № 1).

Выбор оборудования ТЭС регламентирован «Нормами технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей». Для КЭС, входящих в крупные энергосистемы, рекомендуется применение блочных схем с промежуточным перегревом пара. Рекомендуется применение моноблоков.

Установка двухкорпусных котлов допускается для блоков 200 и 300 МВт при сжигании сланцев и торфа, а также на изолированных электростанциях или в небольших энергосистемах; для энергоблоков 500 и 800 МВт только при соответствующем обосновании. Производительность котлов выбирается по максимальному расчетному пропуску свежего пара через турбину с учетом собственных нужд и с запасом 3%.

В комплекте с турбиной поставляются конденсатор турбины, маслоохладители, маслобаки и масляные насосы, пароструйные эжекторы, водоструйные эжекторы и эжекторные насосы, регенеративные подогреватели, конденсатные и сливные насосы.

Регенеративные подогреватели выбираются в соответствии с давлением по паровой и водяной сторонам, расходом воды и поверхностью теплообмена, определенными на основании данных расчета тепловой схемы.

На каждый регенеративный отбор устанавливается один корпус подогревателя. Исключение сделано

для блоков 800 МВт, для которых разрешена установка ПВД в две нитки. Рекомендуется в качестве двух первых ступеней подогрева ставить подогреватели смешивающего типа. Для энергоблоков с прямоточными котлами СКД предусмотрена БОУ, через которую пропускается весь конденсат после конденсатора. В БОУ производится очистка конденсата от солей жесткости и механических примесей, которые попадают с присосами сырой воды в конденсатор, и от продуктов коррозии.

Для блоков с прямоточными котлами на 14 МПа БОУ должны обеспечить очистку 50% конденсата после конденсатора. Кроме того, должна быть предусмотрена одна общестанционная установка, обеспечивающая очистку 50% конденсата энергоблока с наибольшей мощностью.

Подача и число конденсатных насосов выбираются по максимальному расходу конденсата, что соответствует номинальной нагрузке турбины. Устанавливается не менее двух насосов, из которых один резервный. Давление конденсатного насоса второй ступени должно быть равно сумме давления в деаэраторе и гидравлического сопротивления тракта. Деаэраторы выбираются по расходу питательной воды. Рекомендуется на энергоблок устанавливать один деаэратор. Запас питательной воды в аккумуляторном баке должен обеспечивать не менее 5 мин работы котла. Объем воды принимается равным 85% геометрического объема баков. Количество и подача питательных насосов должны соответствовать следующим нормам;

для электростанций с питательными магистралями: а) суммарная подача всех питательных насосов должна быть такой, чтобы в случае останова любого из них оставшиеся обеспечили суммарную подачу всех установленных котлов при номинальной нагрузке; б) на электростанциях, не включенных в энерго-

систему, помимо питательных насосов с электроприводом должны быть установлены резервные питательные насосы с паровым приводом на 50% подачи котлов;

для блочных электростанций максимальное потребное количество питательной воды определяется максимальным расходом ее котла-ми с запасом 5—8%;

для блоков на докритическое давление следует устанавливать один электропитательный насос подачи 100%, на складе предусматривается один резервный насос для всей электростанции;

для блоков СКД устанавливают питательные насосы с турбоприводом: либо один на 100%, либо два по 50%. При установке одного турбо-насоса на 100%, с турбиной с противодавлением предусматривается пускорезервный электропита-тельный насос на 50%.

Питательные турбонасосы долж-ны работать на оборном паре ос-новной турбины. Питательные на-сосы с электроприводом, как пра-вило, должны быть снабжены гид-ромуфтами.

Необходимый для пуска котлов и их промывки запас питательной воды хранится в баках запаса обес-соленной воды. На блочной КЭС устанавливают три бака по 1000—2000 м³, из которых один предна-значен для загрязненного конденса-та. Для перекачки обессоленной во-ды при баках устанавливают пере-качивающие насосы с резервом. Подача их определяется необходи-мой подпиткой, равной 2% полного расхода питательной воды по стан-ции плюс аварийный добавок — 30% расхода питательной воды по наибольшей из установленных тур-бин.

На неблочных КЭС и ТЭЦ преду-сматривают три бака по 500 м³.

На каждый блок устанавливают дренажный бак вместимостью 15 м³ с двумя насосами и регулятором уровня. На ТЭС устанавливается бак слива из котлов вместимостью

40—60 м³ с насосом для откачки воды.

Проиллюстрируем выбор оборудования пароводяного тракта на примере энергобло-ка 300 МВт*, тепловая схема которого бы-ла рассчитана выше.

Турбина. Для энергоблока 300 МВт на параметры пара 23,5 МПа, 540/540 °C при-нимаем турбину К-300-240 ЛМЗ.

При $N=300$ МВт гарантийный удель-ный расход теплоты при $t_{0,2}=265$ °C и $D=930$ т/ч, $t_{0,2}=12$ °C составляет $q_a=7800$ кДж/(кВт·ч).

Максимальный пропуск пара при номи-нальных параметрах свежего пара равен $D_{\max}=975$ т/ч.

Турбоустановка снабжена сетевой подо-гревательной установкой, состоящей из ос-новного подогревателя, питаемого паром из выхлопа турбоустановки давлением 0,24 МПа, и пикового подогревателя, питаемого обор-ным паром 0,51 МПа, с максимальным от-пуском теплоты 17,5 МВт. Кроме того, из отбора 0,24 МПа допускается без снижения мощности отбор пара на калориферы для подогрева воздуха с 5 до 30 °C.

Конденсатор. Конденсационная установ-ка турбины включает конденсатор типа 300-КПС-3 с поверхностью теплообмена 15 400 м², два водоструйных эжектора для отсоса воздуха из конденсатора с расходом эжектирующей воды 1400 м³/ч через каж-дый и две ступени конденсатных насосов.

Расход охлаждающей воды при темпе-ратуре 12 °C составляет 36 000 м³/ч.

Котел. Для энергоблока принимается прямоточный паровой котел паропроизводи-тельностью 1000 т/ч с параметрами пара 25,1 МПа, 545/545 °C.

Конденсатные насосы. На каждый блок предусмотрены конденсатные насосы: I ступени — три насоса типа КСВ-500-85; II ступени — три насоса типа КСВ-500-160. Из трех насосов каждой ступени один ре-зервный.

Деаэратор. Деаэратор предусмотрен на давление 0,675 МПа с двумя деаэрацион-ными колонками ДСП-500 производитель-ностью по 500 т/ч и с аккумуляторным баком вместимостью 120 м³. Основное питание па-ром производится из специального отбора давлением 1,07 МПа с переключением при поинженных нагрузках на отбор 1,6 МПа.

Предусмотрен также подвод пара из ма-гистралей собственных нужд 1,3 МПа в пе-риод пуска установки и при сбросе нагруз-ки, а также подвод пара из растопного сепаратора.

Регенеративные подогреватели. Подогре-ватели низкого давления: ПНД1 ПН-400-26-2-П; ПНД2 ПН-400-26-7-П; ПНД3 ПН-400-26-7-П; ПНД4 ПН-400-26-7-П. В ПНД4 предусмотрен встроенный охлади-тель пара.

* По материалам МОАТЭП.

Таблица 5.2. Сводка данных о сечениях труб главных трубопроводов

Участок	Расход, т/ч	Параметры		v , м ³ /кг	Диаметр трубы×тол- щина стенки, мм	Скорость, м/с
		p , МПа	t , °C			
Пар:						
от котла к турбине	930	23,75	545	0,0135	325×56, 2 нитки	48,2
к ПСБУ	300	23,75	545	0,0135	245×45, 2 нитки	29,8
				0,0216		47,6
к РОУ прогрева промпере- грева	150	25 0	545	0,013	159×30	67,8
на промперегрев	744	4,08	300	0,06	465×16, 2 нитки	41,7
после промперегрева	744	3,56	540	0,105	630×25, 2 нитки	41
Конденсат от ПНД в деаэрагор	729	16	147	0,00108	325×8	3,1
Питательная вода:						
от деаэрагатора на всас насосов	930	9	164	0,0011	630×7	0,93
от насосов к ПВД	930	34,0	173	0,001095	377×45	4,34
от ПВД в котел	930	32,5	265	0,00124	377×45	4,9

¹ Сетевые подогреватели. Основной подогреватель ПСВ-126-7-15, пиковый подогреватель ПСВ-63-7-15. Подогреватели — вертикального типа.

Питательный насос. К турбине К-300-240 предусмотрены питательный турбонасос типа ПТН-1150-340 с турбоприводом, обеспечивающим работу блока в диапазоне нагрузок 35–100%, и пускорезервный питательный насос типа ПЭН-600-320 с электроприводом, обеспечивающий работу блока в диапазоне нагрузок 0–60%. Приводная турбина питательного насоса типа ОР-12П с противодавлением питается паром из отбора 1,6 МПа, отработавший пар возвращается в отбор 0,24 МПа. Из промежуточной ступени насоса предусмотрен отбор питательной воды в количестве до 140 м³/ч при давлении 7,5 МПа. Пускорезервный питательный насос снабжен гидромфтой, редуктором и электродвигателем типа АВ-8000/6000. Масляное хозяйство насосов объединено с маслохозяйством турбины. В баковом хозяйстве предусмотрено три бака запаса обессоленной воды по 2000 м³ для нормальных и аварийных режимов перекачки в конденсаторы турбины. Для перекачки воды предусмотрены насосы нормального добавка типа 4К-6А, $Q=108$ м³/ч, $H=64$ м вод. ст., один рабочий и один резервный, насос аварийного добавка типа 6НДв-60, $Q=250$ м³/ч, $H=55$ м вод. ст., два комплекта, работа периодическая. На каждый блок установлен один дренажный бак вместимостью 15 м³ с двумя насосами типа 4К-6А, $Q=108$ м³/ч, $H=64$ м. Все дренажи с температурой выше 80 °C подаются в дренажный бак через расширитель.

ПСБУ и РОУ. Предусмотрено пуско-сбросное устройство, дросселирующее свежий пар с 23,75 до 0,6 МПа со снижением

температуры пара с 545 до 200 °C за счет впрыска конденсата. Пропускная способность 300 т/ч. Редукционно-охладительная установка для прогрева системы промперегрева 23,75/0,6 МПа, 545/200 °C, 150 т/ч.

Для обеспечения собственных нужд энергоблока и пусковых расходов паром установлены три РОУ: РОУ 4/1,3 МПа производительностью 20 т/ч, пар берется из холодной нитки промперегрева и подается в стационарную магистраль 1,3 МПа; РОУ 1,06/0,6 МПа, 370/200 °C, 20 т/ч, пар берется из отбора 1,06 МПа на деаэрагор и после РОУ поступает в стационарную магистраль 0,6 МПа. Для резервирования этих РОУ предусмотрена РОУ 1,3/0,6 МПа. Две такие РОУ включаются между магистралями 1,3 и 0,6 МПа, производительность каждой по 40 т/ч.

Главные трубопроводы. Число ниток главных трубопроводов принимается минимальным, что упрощает схему, но повышает сечения труб. Данные о трубопроводах сведены в табл. 5.2.

ВОПРОСЫ К ПЯТОЙ ГЛАВЕ

1. Почему применение промежуточного перегрева пара приводит к блочной схеме?
2. Куда отводятся протечки пара через концевые уплотнения турбины?
3. В какую точку тепловой схемы подается добавочная вода?
4. Как включается деаэрагор по пару?
5. Что такое приведенное теплопадение?
6. Какова последовательность расчета тепловой схемы?
7. В чем состоят особенности расчета тепловой схемы с учетом отборов пара на собственные нужды?
8. В чем особенности схемы главных трубопроводов дубль-блока?

Станционные трубопроводы

6.1. Трубопроводы ТЭС
и требования к ним

Оборудование ТЭС соединено сложной системой трубопроводных коммуникаций. Последовательность соединения оборудования трубопроводами и размещение на них арматуры должны соответствовать технологической схеме ТЭС и обеспечивать надежную работу оборудования во всех режимах, в том числе при пуске и останове, и отключение оборудования в резерв или для ремонта.

В соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» все трубопроводы делятся на четыре категории (табл. 6.1). В зависимости от категории определяются требования к материалам, конструкции, контролю и испытаниям трубопроводов. Наиболее ответственными на ТЭС являются трубопроводы пароводяного тракта и прежде всего главные трубопроводы свежего пара, промежуточно-го перегрева и питательной воды.

На ТЭС с начальным давлением пара 8,8; 12,75 и 23,5 МПа (90, 130 и 240 кг/см²) главные трубопроводы относятся к первой категории. Ко второй категории относятся главные трубопроводы ТЭС с дав-

лением свежего пара 3,4 МПа (35 кгс/см²). Расчеты трубопроводов на прочность производятся по «Нормам расчета элементов паровых котлов на прочность». По этим нормам длительность кампаний высокотемпературных трубопроводов, работающих в условиях ползучести, принята 100 тыс. ч.

6.2. Элементы трубопроводов

6.2.1. Трубы

Чем выше параметры транспортируемой среды, тем жестче требования к химическому составу и механическим свойствам металла труб, к технологии их изготовления.

Для трубопроводов категорий 1, 2 и 3 применяются только бесшовные трубы из спокойной стали. Для трубопроводов категории 4 используются также трубы с продольным сварным швом как из спокойной стали, так и из кипящей (последние при $t \leq 200^\circ\text{C}$). Для трубопроводов категорий 1 и 2 бесшовные трубы изготавливаются по специальным техническим условиям из кованых заготовок. Особенно высокие требования предъявляются к паропроводным трубам категории 1. Очень важно, чтобы материал этих труб был однородным. Для этого кова-

Таблица 6.1. Категория трубопроводов

Категория трубопроводов	Среда	Избыточное давление, МПа	Температура, °С
1	Перегретый пар Горячая вода, насыщенный пар	Независимо Более 18,1	611—650 571—610 451—570 Более 120
2	Перегретый пар Горячая вода, насыщенный пар	До 3,8 8—18	351—450 Более 120
3	Перегретый пар Горячая вода, насыщенный пар	До 2,1 1,6—7,9	251—350 Более 120
4	Перегретый и насыщенный пар, горячая вода	0,1—1,59	120—250

Таблица 6.2. Рекомендуемые скорости воды и пара в трубопроводах

Наименование и параметры среды	Скорость, м/с	Наименование и параметры среды	Скорость, м/с
Свежий пар 8,80—23,50 МПа	35—50	Водоводы напорные:	
Свежий пар до 4,0 МПа	50—60	малого диаметра (до 100 мм)	1—1,5
Пар промежуточного перегрева	35—50	питательные	2,5—5,5
Пар низкого давления:		прочие	2—3
перегретый	50—70	Водоводы всасывающие	0,5—1,0
насыщенный	20—40		

Таблица 6.3. Допустимые напряжения для сталей при расчете трубопроводов $\sigma_{доп}$ (максимальная температура, при которой указано $\sigma_{доп}$, является предельно допустимой для трубопроводов)

Рабочая температура металла, °C	Допустимое напряжение, МПа						
	20	157C	12X1MФ	15X1M1Ф	1X12B2MФ (ЭИ-756)	1X18H10T	X16H16B2MBP (ЭП84)
20	143,0	181,0	168,0	188,0	—	142,0	—
250	129,0	161,0	—	—	—	—	—
350	104,0	130,0	—	—	—	—	—
450	61,0	81,0	—	—	—	—	—
500	—	—	123,0	137,0	—	101,0	—
550	—	—	72,5	83,0	105,0	98,0	112,5
570	—	—	59,0	68,5	85,5	95,0	110,0
600	—	—	—	—	61,0	72,5	101,0
610	—	—	—	—	—	66,5	97,0
650	—	—	—	—	—	—	78,0

ную трубную заготовку вначале обрабатывают снаружи, рыхлую сердцевину высверливают, и лишь затем заготовка прокатывается до заданных размеров. Трубы из ковanej ободранной сверленной заготовки в 3 раза дороже, чем трубы общего назначения. Поэтому они применяются лишь для наиболее ответственных трубопроводов.

Внутренний диаметр труб D_n определяется из соотношения

$$D_n = \sqrt{\frac{4Gv}{\pi c}} \quad (6.1)$$

где G — секундный расход среды, кг/с; c — скорость среды, м/с; v — удельный объем среды, м³/кг.

Рекомендуемые скорости пара и воды в трубопроводах ТЭС приведены в табл. 6.2.

Расчет толщины стенки бесшовных труб производится по формулам

$$S = (1 + A_1) \frac{pD_n}{2\sigma_{доп} - p} \quad (6.2)$$

или

$$S = (1 + A_1) \frac{pD_n}{2\sigma_{доп} + p} \quad (6.3)$$

где $D_n = D_n + 2S$ — наружный диаметр трубы; p — избыточное давление в трубе; $\sigma_{доп}$ — допустимое напряжение для металла труб при рабочей температуре, которую принимают равной максимальной температуре транспортируемой среды (табл. 6.3); A_1 — коэффициент, учитывающий технологический допуск

Таблица 6.4. Коэффициент A_1 для труб

Относительный радиус гйба отвода	Наибольший минусовый допуск к толщине стенки*, %				
	15	12,5	10	5	0
$1,9 \leq R/D_n \leq 3,5$	0,2	0,17	0,15	0,1	0,08
$3,5 < R^{**}/D_n$	0,18	0,15	0,12	0,06	0,03

* Определяется по ГОСТ или ТУ на трубы. Для паропроводных труб высокого давления допуск равен 5%.

** Обычно $R/D_n = 3,5 \div 4$.

Таблица 6.5. Зависимость между рабочим давлением и температурой и маркой стали трубопроводных изделий при условном давлении 4 МПа (40 кгс/см²) по ГОСТ 356-80

Марка стали	Наибольшая температура среды, °С, в зависимости от рабочего давления, МПа (кгс/см²)										
	4,0 (40)	3,5 (35)	3 (30)	2,6 26	2,3 23	2,0 (20)	1,8 (18)	1,6 (16)	1,4 (14)	1,3 (13)	1,2 (12)
Ст 3, 20, 16ГС	200	250	300	350	400	425	435	445	455	—	—
12Х1М 15Х1М1Ф }	200	320	450		510	520	530	540	550	560	570
12Х18Н10Т 45Х14Н14В2М }	200	300	400	480	520	560	590	610	630	640	660

на толщину стенки и разупрочнение гнутых труб (табл. 6.4). В табл. 6.5 дана зависимость между рабочим давлением и температурой по ГОСТ 356-80.

Чем выше допустимая температура для стали, тем сложнее ее состав и выше стоимость. Поэтому не следует применять сложные жаропрочные стали, если не исчерпаны возможности обычных.

6.2.2. Фасонные части

На рис. 6.1 показаны фасонные части трубопроводов. Отводы (рис. 6.1, а—в) служат для изменения направления потока среды. Гнутые отводы изготавливаются только из бесшовных труб. Они имеют небольшое гидравлическое сопротив-

ление и относительно просты в изготовлении. Из-за больших размеров их не всегда удается использовать. В стесненных условиях применяют малогабаритные крутозагнутые отводы с повышенным гидравлическим сопротивлением. Сварные и литые отводы сложны в изготовлении. Их применяют при отсутствии других типов отводов.

Разветвление или слияние потоков может осуществляться посредством врезки трубы в трубу (рис. 6.1, е). Отверстие, вырезаемое в трубе, снижает ее прочность. Если расчетами установлено, что снижение прочности превышает допустимое значение, то либо трубу усиливают сваркой толстостенного штуцера ($S_{ш} > S_0$, рис. 6.1, д), либо устанавливают тройник, изготов-

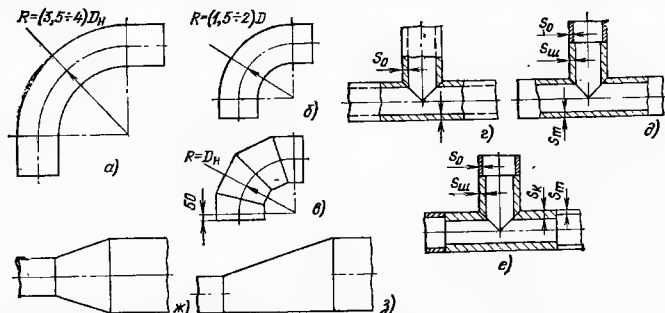


Рис. 6.1. Фасонные части трубопроводов:

а—в — отводы соответственно гнутый, крутозагнутый, сварной; д—е — ответвления соответственно врезкой трубы, врезкой штуцера, тройником; ж, з — симметричный и несимметричный переходы

ленный из более толстостенных труб ($S_{ш} > S_0$, $S_k > S_t$, рис. 6.1, е). Переходы (рис. 6.1, ж, з) служат для сопряжения труб разного диаметра. Несимметричные переходы применяются на горизонтальных трубопроводах при необходимости их дренирования в сторону трубы меньшего диаметра.

6.2.3. Арматура

Клапаны, задвижки и краны относятся к управляемой запорной арматуре. При закрытом клапане (рис. 6.2, а) тарелка 2 должна быть прижата к седлу 3 такой силой F , которая обеспечит плотность прилегания уплотнительных поверхностей (поверхностей контакта седла и тарелки). Эта сила есть результирующая силы, передаваемой шпинделем 1, $F_{ш}$ и силы давления среды на тарелку $F_p = \frac{\pi}{4} d_0^2 p$,

где d_0 — диаметр отверстия в седле (диаметр прохода). При подаче среды сверху (на тарелку) $F_{ш}$ и F_p суммируются и сила прижатия

$$F = F_{ш} + \frac{\pi}{4} d_0^2 p.$$

При подаче среды снизу (под тарелку)

$$F = F_{ш} - \frac{\pi}{4} d_0^2 p.$$

Из этих соотношений видно, что при равенстве сил прижатия усилие, передаваемое через шпиндель, в первом случае меньше на значе-

$$\Delta F_{ш} = \frac{\pi}{2} d_0^2 p.$$

Для клапанов на высокое давление ($P_y \geq 10,0$ МПа) с проходом $d_0 \geq 50$ мм $\Delta F_{ш} \geq 40$ кН. По этой причине такие клапаны для энергетiki изготавливают с подачей среды сверху (на тарелку). Но и подача среды под тарелку имеет свои преимущества. При открытии клапана с подачей среды на тарелку последняя стремится оторваться от шпинделя, а в случае клапана с

подачей под тарелку — прижаться, что предпочтительнее, так как упрощает крепление тарелки со шпинделем. Кроме того, в закрытом положении сальник 4 такого клапана изолирован от среды и его можно перебивать, не отключая трубопровод. Поэтому у клапанов с небольшим усилием от давления среды ($p_y \leq 2,5$ МПа или $d_0 < 50$ мм при всех давлениях) вода или пар подводится под тарелку. Некоторые клапаны изготавливаются для подвода среды с любой стороны. Это усложняет конструкцию, но позволяет устанавливать их на трубопроводе с движением среды в любом направлении.

У задвижки (рис. 6.2, б) затвор 5 имеет форму клина, благодаря чему вертикальное усилие от шпинделя 1, передаваемое клином на седло, составляет (рис. 6.3)

$$F_{кл} = F_{ш} / 2 \sin \alpha,$$

где $\alpha \approx 10^\circ$ — угол между наклонной гранью клина и шпинделем.

Это обстоятельство существенно упрощает конструкцию задвижек большого диаметра в сравнении с клапанами, поскольку уменьшается усилие в шпинделе. Задвижки допускают движение среды в любом направлении, а их гидравлическое сопротивление меньше, чем у клапанов, в 3—8 раз. Клин задвижки состоит из двух тарелок (рис. 6.2, б) с распорным грибом 6 между ними. Одна сторона грибка имеет сферическую поверхность, что позволяет тарелкам поворачиваться относительно друг друга и корпуса и занимать положение, при котором они плотно прилегают к обоим седлам.

Задвижки, у которых диаметры седла и присоединяемых трубопроводов одинаковы, называются полнопроходными. Если диаметр седла меньше диаметра трубопровода, задвижка называется неполнопроходной.

При небольшом диаметре ($d_0 \leq 80$ мм) предпочтение отдается клапанам, так как они меньше по

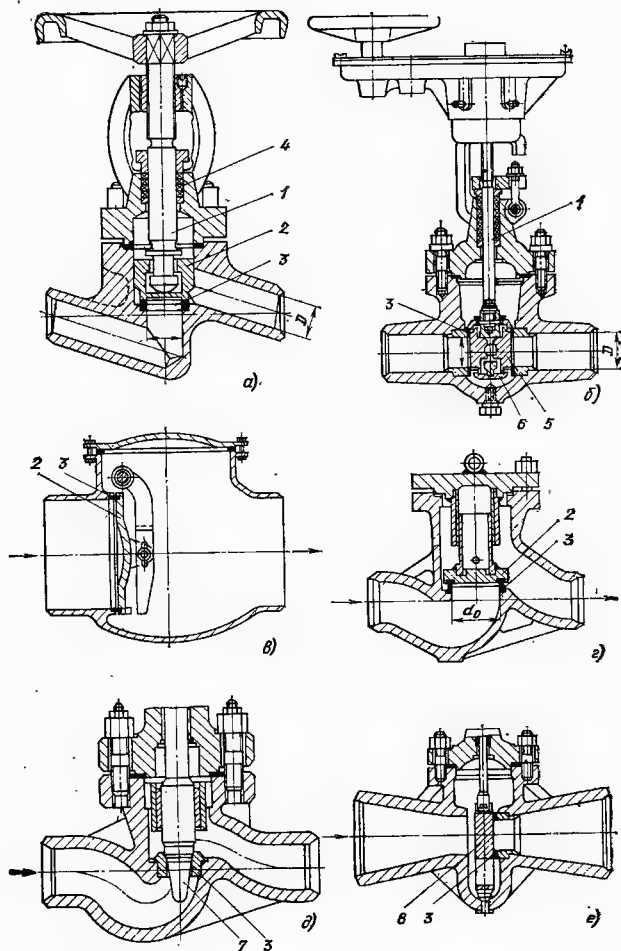
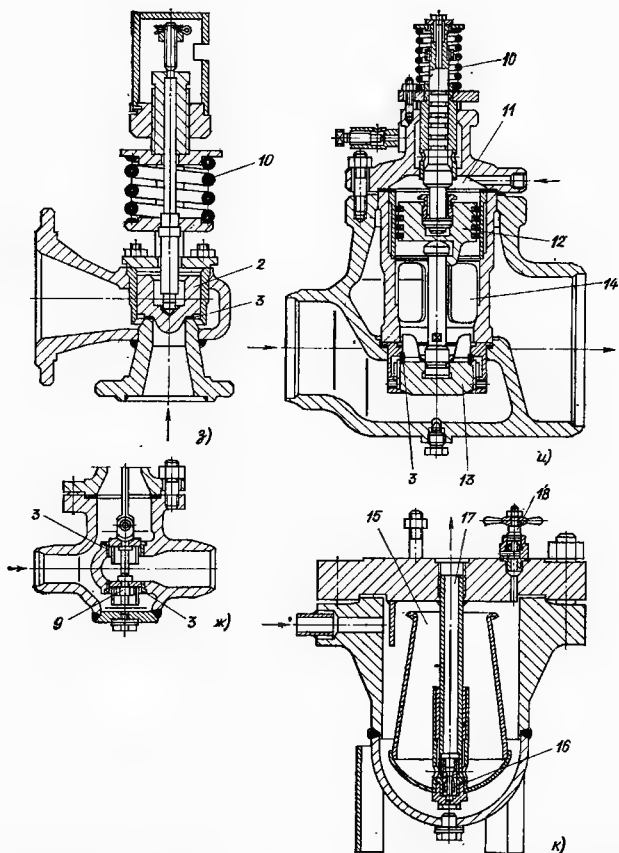


Рис. 6.2. Трубопроводная арматура:

а — клапан; *б* — задвижка; *в, г* — обратные затворы с поворотной и подъемной тарелками; *д, е, ж* — регулирующие клапаны соответственно игольчатый, шиберный, двухседельный (золотниковый); *з, и* — пружинный и импульсный предохранительные клапаны; *к* — конденсатоотводчик



габаритам, легче и для таких размеров конструктивно проще.

Обратные затворы (рис. 6.2, в, г) относятся к самодействующей арматуре и служат для автоматического предотвращения обратного движения среды в трубопроводе. При нормальном направлении потока — под тарелку — давление среды поднимает ее вверх, а при обратном потоке прижимает к седлу, и проход перекрывается. Обратные

затворы с подъемной тарелкой устанавливаются только на горизонтальном участке трубопровода, а с поворотной тарелкой — на вертикальном.

Регулирующие клапаны (рис. 6.2, д, е, ж) служат для изменения расхода, что достигается частичным или полным перекрытием прохода в седле профилированной иглой 7, шибером 8 или золотником 9. Игольчатые клапаны применяются

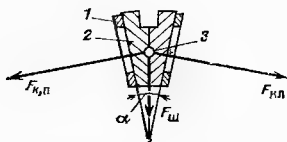


Рис. 6.3. Усилия в уплотнительных элементах задвижки:

1 — седло; 2 — тарелка клиновидного затвора; 3 — распорный гриб

на трубопроводах малого диаметра — до 50 мм. Шибберная конструкция применяется для клапанов на высокое давление (18 МПа и выше), а золотниковая — при более низком давлении.

Предохранительные клапаны (рис. 6.2,з, и) предназначены для защиты трубопроводов и оборудования от повышения давления сверх расчетного. При давлении, равном или меньшем расчетного, пружина 10 прижимает тарелку к седлу, уравновешивая давление среды.

При превышении расчетного давления равновесие нарушается и тарелка поднимается вверх, выпуская среду обычно в атмосферу.

Прижатие тарелки может осуществляться как пружиной, так и грузом, подвешенным к рычагу (рычажно-грузовые предохранительные клапаны). При высоком давлении или больших диаметрах применяются импульсно-предохранительные устройства (рис. 6.4), состоящие из главного предохранительного клапана 1, конструкция которого показана на рис. 6.2,и, и импульсного рычажно-грузового или пружинного клапана 2, который соединен трубой 3 с главным

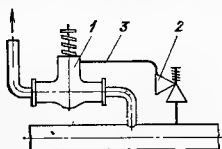


Рис. 6.4. Установка на трубопроводе импульсно-предохранительного устройства

клапаном. При повышении давления срабатывает импульсный клапан и по трубе 3 пар поступает в камеру 11 (см. рис. 6.2,и) главного клапана. Благодаря тому что площадь верхней тарелки 12 главного клапана больше, чем нижней 13, результирующая сила от давления направлена вниз и вся подвижная система опускается также вниз, а пар через проход в седле 3 и окна 14 выбрасывается в атмосферу. В закрытом положении нижняя тарелка прижата к седлу давлением среды и затянута пружиной 10.

Конденсатоотводчики (рис. 6.2,к) служат для отвода конденсата, который может скопиться в нижних точках и тупиковых участках паропроводов насыщенного и слабо перегретого пара. Конденсат из паропровода стекает в корпус конденсатоотводчика. Поплавок 15 под действием выталкивающей силы всплывает, и прикрепленный к поплавку клапан 16 перекрывает вход конденсата в отводящую трубу 17. Заполнив корпус, конденсат начинает стекать в поплавок через его верхний край. Под действием веса воды поплавок опускается и клапан отходит от входного отверстия трубы 17. Через образовавшийся зазор конденсат выталкивается давлением пара. Поплавок после снижения в нем уровня конденсата под действием выталкивающей силы вновь всплывает и прижимает клапан к отводящей трубе. Затем цикл повторяется. В верхней части конденсатоотводчика имеется воздушный клапан 18.

Сталь для поковок и отливок деталей арматуры применяется того же класса, что и для труб. При температуре не более 150—200 °С на трубопроводах низкого давления ($p \leq 1,3$ МПа) допускается установка чугунной арматуры. На ТЭС ее применение ограничивается трубопроводами холодной воды и насыщенного пара низкого давления. Установка чугунной арматуры в тракте питательной воды даже при низких параметрах (за деаэрато-

ром) не рекомендуется. Уплотняющие поверхности рабочих органов арматуры должны хорошо противостоять эрозионному износу. Их изготавливают из бронзы или нержавеющей стали.

6.2.4. Соединение элементов трубопроводов

На электростанции соединение труб между собой и с фасонными деталями осуществляется исключительно сваркой — обычно электродуговой. Сварка толстостенных труб ведется с подогревом, а легированных — с последующей термообработкой.

Арматура к трубопроводам категорий 1 и 2 присоединяется сваркой, а категорий 3 и 4 присоединяется фланцами.

6.3. Стандарты на трубопроводные изделия

В целях унификации трубопроводных изделий, используемых в различных областях народного хозяйства — энергетике, химии, нефтехимии, сантехнике, пищевой промышленности и т. д., их основные технические параметры стандартизованы.

Важным параметром трубопровода является его проходное сечение, характеризующееся величиной условного прохода. В соответствии с СТ СЭВ 254-76, являющимся одновременно государственным стандартом СССР, под условным проходом понимается номинальный внутренний диаметр трубопровода в миллиметрах. Так, трубопровод $D_n \times \chi S = 159 \times 4,5$ мм имеет условный проход, равный внутреннему диаметру, т. е. 150 мм. В некоторых случаях внутренний диаметр и условный проход несколько различаются. Например, трубопровод из труб 219 $\times$ 7 имеет условный проход 200 мм, а внутренний диаметр 205 мм.

На электростанциях наиболее употребительны изделия с условны-

ми диаметрами 15, 20, 25, 32, 50, 70, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400 и 1600 мм.

Условный диаметр обозначается символом D_y . Например, D_y 200 соответствует условному диаметру изделия 200 мм.

Для характеристики прочности трубопроводных изделий (кроме трубопроводов АЭС) в ГОСТ 356-80 (СТ СЭВ 253-76) определены следующие величины:

условное давление (P_y), равное наибольшему избыточному давлению при температуре 293 К (20°C), при котором допускается длительная работа трубопроводных изделий;

пробное давление ($P_{пр}$), равное наибольшему избыточному давлению гидростатания трубопроводных изделий на прочность и плотность водой с температурой от 278 К (5°C) до 343 К (70°C);

рабочее давление (P_p) — наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации деталей трубопроводов.

Пример обозначения прочностных характеристик: условного давления 4 МПа (40 кгс/см²) — P_y 40; пробного давления 6 МПа (60 кгс/см²) — $P_{пр}$ 60; рабочего давления 2 МПа (20 кгс/см²) при температуре 833 К (560°C) — P_p 20 t 833 (560).

На электростанциях наиболее употребительны изделия с условными давлениями 0,25 (2,5); 0,63 (6,3); 1 (10); 1,6 (16); 2,5 (25); 4,0 (40); 6,3 (63); 10 (100); 20 (200); 32 (320); и 40 (400) МПа (кгс/см²).

Каждому значению условного давления соответствует пробное давление. Например, для условных давлений 0,25 (2,5) и 40 (400) МПа (кгс/см²) пробные давления соответственно равны 0,4 (4) и 56 (560) МПа (кгс/см²).

При температуре до 200°C условное и рабочее давления одинаковые, а при более высокой темпера-

туре рабочее давление меньше условного на величину, определяемую температурой среды и маркой металла, из которого изготовлено изделие (табл. 6.5).

В ГОСТ 356-80 оговорено, что рабочее давление и температура не должны превышать значений, установленных правилами и нормами государственного надзора. Так, например, по правилам Госгортехнадзора сталь 12Х18Н10Т в отличие от ГОСТ 356-80 (см. табл. 6.5) может использоваться для трубопроводов на температуру не более 610°C.

При более высокой температуре должны использоваться стали, дополнительно легированные вольфрамом и молибденом.

В дополнение к ГОСТ, определяющим основные характеристики трубопроводных изделий, в энергетике имеются и отраслевые стандарты (ОСТ). Характеристики изделий, нормированные в ГОСТ, повторяются в ОСТ без изменения, но в отличие от первых ОСТ определяют все размеры и конструкцию изделия, а не только основные показатели.

Отраслевые нормы для энергетики охватывают практически все виды трубопроводных изделий (кроме арматуры). При проектировании трубопроводов изделие выбирается по P_y и D_y из соответствующего стандарта. При этом не требуется выполнять детальный чертеж изделия, а достаточно лишь сослаться на номер стандарта. Трубопроводная арматура выбирается также по P_y и D_y по каталогам промышленной трубопроводной арматуры.

6.4. Компенсация температурных удлинений

При нагревании трубопровода от температуры окружающего воздуха t_a до температуры протекающей в нем среды t_c все его линейные размеры возрастают на

$$\Delta l = L \alpha \Delta t, \quad (6.4)$$

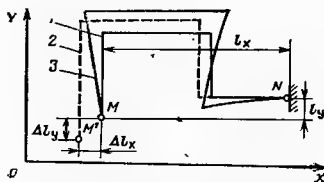


Рис. 6.5. Деформация осевой линии трубопровода от температурных расширений:

1 — трубопровод в холодном состоянии; 2 — трубопровод с одним незакрепленным концом в горячем состоянии; 3 — трубопровод с закрепленными концами в горячем состоянии

где L — линейный размер при температуре t_a ; $\Delta t = t_c - t_a$ — разность температур; α — коэффициент линейного расширения.

Оборудование, к которому присоединен трубопровод, препятствует его свободному расширению. Если после нагрева освободить один из концов трубопровода, например M (рис. 6.5), то этот конец переместится в точку M' на расстояние:

вдоль оси OX

$$\Delta l_x = L_x \alpha \Delta t; \quad (6.5)$$

вдоль оси OY

$$\Delta l_y = L_y \alpha \Delta t. \quad (6.6)$$

При закрепленных концах трубопровод деформируется (изгибается), в нем возникают напряжения, а в опорах — реактивные силы и моменты. Изгиб осевой линии трубопровода, вызываемый температурными удлинениями его элементов, называется самокомпенсацией.

Определение сил, моментов и напряжений от самокомпенсации в общем случае является сложной задачей; для решения которой используются электронные вычислительные машины. Рассмотрим в качестве примера Г-образный трубопровод (рис. 6.6). При его нагревании на Δt плечи l_1 и l_2 удлиняются соответственно на

$$\Delta l_1 = \alpha \Delta t l_1; \quad (6.7)$$

$$\Delta l_2 = \alpha \Delta t l_2. \quad (6.8)$$

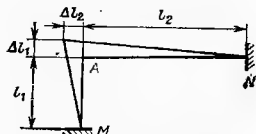


Рис. 6.6. Г-образный трубопровод

В точке A прогиб плеча l_1 будет равен удлинению плеча l_2 , т. е. Δl_2 . Если балки с плечом l_1 рассматривать как консоль с прогибом на свободном конце Δl_2 , то, как известно из курса сопротивления материалов, в месте заделки балки возникают изгибные напряжения

$$\sigma_{из} = 3\Delta l_2 E H / 2l_1^2, \quad (6.9)$$

где E — модуль упругости первого рода; H — высота поперечного сечения балки (для трубы $H = D_n$).

В отличие от консоли незаделанные концы плеч l_1 и l_2 не свободны, а соединены коленом. Это соединение делает трубопровод более жестким, поскольку препятствует свободному перемещению концов. Поэтому фактически возникающее напряжение от изгиба $\sigma_{из}^{с.к.}$ в месте закрепления плеча l_1 Г-образного трубопровода больше, чем в консольной балке, примерно в 2 раза:

$$\sigma_{из}^{с.к.} = 3\Delta l_2 E D_n / l_1^2 = 2\alpha \Delta l E D_n / l_1^2. \quad (6.10)$$

Соотношение (6.10) применимо при $l_1 \geq l_2/3$.

Из этого соотношения видно, что напряжение в месте установки опор тем больше, чем меньше прилежащее к этой опоре плечо и чем больше перпендикулярное плечо.

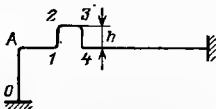


Рис. 6.7. Трубопровод с П-образным компенсатором

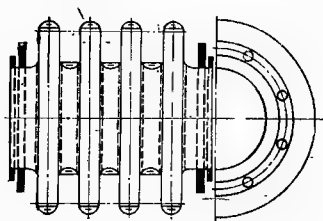


Рис. 6.8. Линзовый компенсатор

Прочность трубопровода зависит как от напряжения, вызываемого внутренним давлением,

$$\sigma_p = \frac{(1 + A_1) D_n - S}{2S} p, \quad (6.11)$$

так и от изгибного напряжения. Значение последнего должно удовлетворять неравенству

$$\sigma_{из}^{с.к.} \leq \sigma_{доп} \sqrt{2 - (\sigma_p / \sigma_{доп})^2}. \quad (6.12)$$

Если условие (6.12) не удовлетворяется, то искусственно увеличивают гибкость за счет компенсаторов (рис. 6.7), устанавливаемых на большем из плеч. При тепловом удлинении этого плеча возникает прогиб вертикальных участков компенсатора 1-2 и 3-4, благодаря чему уменьшаются прогиб и напряжения в коротком плече $O-A$. Чем больше вылет компенсатора h , тем меньше напряжение от изгиба.

На трубопроводах низкого давления (до 0,6 МПа) для компенсации температурных удлинений применяются линзовые компенсаторы (рис. 6.8) с количеством линз (воли) от одной до четырех. Схема установки линзовых компенсаторов на трубопроводе показана на рис. 6.9. При нагреве трубопровода его удлинение компенсируется равным по величине сжатием линз. Количество устанавливаемых линз n определяется из соотношения

$$n = \alpha \Delta t L / \delta, \quad (6.13)$$

где L — длина компенсируемого участка трубопровода; δ — допустимое сжатие линзы в осевом направлении.

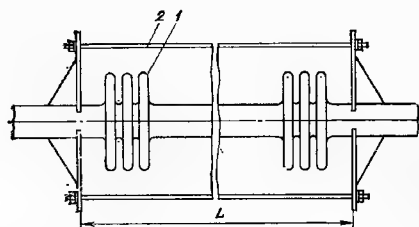


Рис. 6.9.

Рис. 6.9. Установка линзовых компенсаторов на трубопроводе:

1 — линзовый компенсатор; 2 — стяжки

Рис. 6.10. Предварительная растяжка линзовых компенсаторов:

1, 2 — см. рис. 6.9; 3 — стяжные болты для предварительной растяжки линз

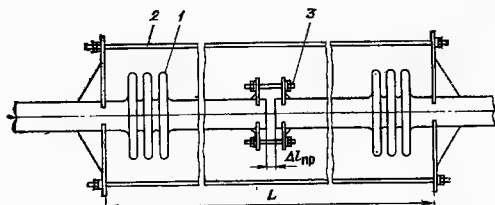


Рис. 6.10.

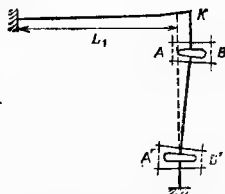


Рис. 6.11.

На боковые поверхности линзы действует внутреннее давление, создающее распорное усилие

$$F_p = \pi p (D_{\text{л}}^2 - D_{\text{в}}^2), \quad (6.14)$$

где $D_{\text{л}}$ — наибольший внутренний диаметр линзы; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр трубы.

Распорное усилие стремится растянуть линзы. Чтобы воспрепятствовать этому усилию, их скрепляют стяжками. Линзы компенсируют удлинение участка трубопровода только между стяжками. Поэтому длина L в равенстве (6.13) — расстояние между точками крепления стяжек.

Количество устанавливаемых линз можно уменьшить в 2 раза, если выполнить предварительную растяжку (рис. 6.10). Для этого между стыкуемыми трубами оставляют зазор

$$\Delta l_{\text{пр}} = \alpha \Delta t L / 2. \quad (6.15)$$

С помощью вспомогательных стяжек компенсатор растягивают; фанки труб сближаются и их сваривают.

При нагревании трубопровод удлиняется на

$$\Delta l_t = \alpha \Delta t L, \quad (6.16)$$

а линзы из растянутого состояния переходят в сжатое. Сжатие составляет

$$\Delta l_{\text{сж}} = \Delta l_t - \Delta l_{\text{пр}} = \alpha \Delta t L / 2.$$

Следовательно, необходимое количество линз при предварительной растяжке

$$n = \frac{\alpha \Delta t L}{2\delta} \quad (6.17)$$

уменьшается в 2 раза по сравнению с количеством линз, установленных без предварительного натяга.

На рис. 6.11 показан другой способ компенсации температурных удлинений с помощью линз, используемых как шарниры.

При тепловом удлинении плеча L_1 в точке A верхней линзы и точке B нижней происходит сжатие, а в точках B' и A' — растяжение. Боковые поверхности линзы поворачиваются относительно друг друга на некоторый угол α , благодаря чему

верхний конец участка трубопровода между линзами отходит от исходного положения в направлении температурного перемещения точки K , чем достигается компенсация удлинения плеча L_1 .

6.5. Прокладка и крепление трубопроводов

Трасса трубопровода должна соответствовать технологической схеме, обеспечивать компенсацию температурных удлинений и не должна препятствовать удобному обслуживанию оборудования.

Арматура должна устанавливаться в местах, удобных для обслуживания, и, как правило, вблизи оборудования, к которому трубопровод присоединяется.

Для дренирования и опорожнения горизонтальные участки прокладываются с уклоном не менее 0,001. В нижних точках каждого отключаемого участка предусматривается дренажный штуцер с арматурой. В верхних точках трубопроводов предусматриваются воздушники для выпуска воздуха из трубопровода при его заполнении.

Для удобства крепления трубопроводы прокладываются вблизи строительных конструкций и технологических площадок. Вес трубопровода передается на несущие конструкции посредством опор и подвесок (рис. 6.12).

Опоры и подвески трубопроводов классифицируются по перемещениям, которые они допускают. Различают два основных класса опор: подвижные, допускающие перемещение трубопровода, и неподвижные, не допускающие перемещений.

Подвижные опоры могут допускать перемещения в горизонтальной плоскости в любом направлении (рис. 6.12,а) либо только вдоль оси трубопровода. Во втором случае опоры называются направляющими (рис. 6.12,б, г и д). Чтобы трубопровод мог перемещаться не только в горизонтальной плоскости, но и в вертикальной, опору уста-

навливают на пружины (рис. 6.12,е). Для уменьшения трения подвижные опоры иногда устанавливают на шарикоподшипники или катки.

Опоры различаются конструктивным оформлением. Усиленные корпусные опоры применяются только в качестве неподвижных, а хомутовые и упрощенные опоры могут быть как подвижными, так и неподвижными. Выбор типа опор зависит от воспринимаемого ими усилия и параметров среды в трубопроводе. Область применения опор указывается в нормалях. Так, для главных трубопроводов упрощенные опоры не применяют, но зато они широко используются на трубопроводах холодной воды в качестве как подвижных, так и неподвижных. Простые подвески допускают перемещения точки подвеса в любом направлении в горизонтальной плоскости. Для беспрепятственного перемещения необходимо соблюдать соотношение

$$l \geq 40\Delta l, \quad (6.18)$$

где l — длина тяги; Δl — перемещение точки подвеса.

Если трубопровод имеет вертикальное перемещение, то, как говорилось, опору устанавливают на пружины или крепят с помощью пружинной подвески.

Неподвижные опоры воспринимают нагрузки от веса трубопроводов, а также силы и моменты, вызванные компенсацией тепловых удлинений. Направляющие опоры воспринимают нагрузки от веса трубопровода и составляющие усилий от самокомпенсации, перпендикулярные оси трубы. Скользящие опоры воспринимают только нагрузки от веса трубы.

Усилия от веса трубопровода, воспринимаемые опорой, рассчитываются по приближенному соотношению

$$P_{оп} = G/2, \quad (6.19)$$

где G — вес трубопровода с изоляцией и транспортируемой средой на

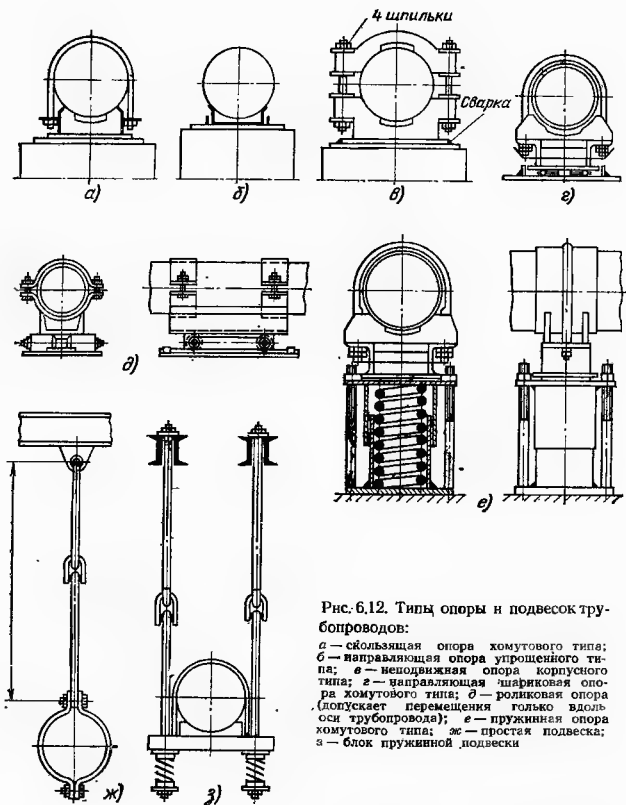


Рис. 6.12. Типы опор и подвесок трубопроводов:

а — скользящая опора коiledного типа; б — направляющая опора упрощенного типа; в — неподвижная опора корпусного типа; г — направляющая шариковая опора коiledного типа; д — роликовая опора (допускает перемещения только вдоль оси трубопровода); е — пружинная опора коiledного типа; ж — простая подвеска; з — блок пружинной подвески

участке между двумя смежными опорами.

Так, например, усилие на опору 2 (рис. 6.13) определяется по весу трубопровода на участке между опорами 1 и 3. Нагрузка, воспринимаемая пружинной опорой или подвеской, регулируется затягом (сжатием) пружины с помощью, например, вращения гайки, расположенной под нижним стаканом пружинной подвески (рис. 6.14). Если пружина сжата на некоторое

значение λ , то воспринимаемое ею усилие

$$P = P_{\text{макс}} \lambda / \lambda_{\text{макс}}, \quad (6.20)$$

где $P_{\text{макс}}$ — максимальное усилие, воспринимаемое пружиной при ее полном сжатии; $\lambda_{\text{макс}}$ — полное сжатие (затяг) пружины; значения $P_{\text{макс}}$ и $\lambda_{\text{макс}}$ приводятся в нормалах на пружины.

В горячем состоянии трубопровода пружина должна воспринимать нагрузку в соответствии с равенств-

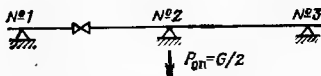


Рис. 6.13.

Рис. 6.13. К расчету усилий на опоры

Рис. 6.14. К определению затяга пружин:

$H_{св}$ — высота пружины в свободном состоянии; $H_{хол} = H_{св} - \lambda_{хол}$ — высота пружины при холодном трубопроводе; $H_{гор}$ — высота пружины для трубопровода в горячем состоянии

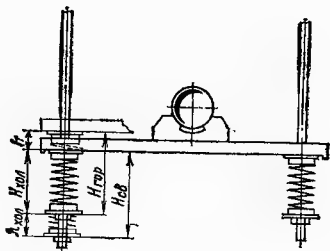


Рис. 6.14.

вом (6.19), и ее затяг

$$\lambda_{гор} = \lambda_{макс} P_{оп} / P_{макс}. \quad (6.21)$$

В холодном состоянии затяг определяется соотношением

$$\lambda_{хол} = \lambda_{хол} \pm h, \quad (6.22)$$

где h — значение температурного перемещения точки крепления трубы (знак плюс — вверх, знак минус — вниз). При нагревании точка крепления переместится на $\pm h$, и пружина в рабочем состоянии трубопровода будет иметь расчетный затяг.

Усилие на пружину в холодном состоянии

$$\begin{aligned} P_{хол} &= P_{макс} \lambda_{хол} / \lambda_{макс} = \\ &= P_{оп} \pm P_{макс} h / \lambda_{макс}. \end{aligned} \quad (6.23)$$

Из последнего равенства следует, что в холодном состоянии усилие пружины не соответствует весу участка трубопровода. В результате этого происходит перераспределение усилий между опорами, что нежелательно, поскольку может произойти изгиб трубы. Чтобы уменьшить второе слагаемое равенства (6.23), выбирают пружины с большим значением $\lambda_{макс}$. Обычно

$$h / \lambda_{макс} = 0,3 \div 0,4 \quad (6.24)$$

при возможно меньшем значении $P_{макс}$, но с соблюдением неравенств: для случая, когда точка подвеса

перемещается вниз,

$$\begin{aligned} P_{оп} / P_{макс} &< 1 - h / \lambda_{макс} = \\ &= 0,6 \div 0,7; \end{aligned} \quad (6.25a)$$

для случая, когда точка подвеса перемещается вверх,

$$P_{макс} \geq P_{оп}. \quad (6.25b)$$

Если условия (6.24) и (6.25) выполняются, то усилие в холодном состоянии примерно в 1,5 раза больше, чем вес соответствующего участка трубопровода, что считается допустимым.

Горячие трубопроводы изолируются. Температура на поверхности изоляции не должна превышать 40—50 °С. Трубопроводы должны окрашиваться по всей длине в строго определенный цвет, зависящий от параметров. Например, для трубопроводов свежего пара $p = 8,8$ МПа (90 кгс/см²) принят красный цвет с черными кольцами.

6.6. Гидравлический расчет трубопроводов

Падение давления в трубопроводе определяется соотношением

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{l}{D_a} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \frac{c^3}{2\nu}, \quad (6.26)$$

где $\lambda = 1 / (1,14 + 2 \lg D_a / k_s)$ — коэффициент сопротивления трения; D_a — внутренний диаметр трубопровода, мм; k_s — эквивалентная шеро-

Таблица 6.6. Коэффициенты местных сопротивлений

Наименование	Коэффициент сопротивления	Наименование	Коэффициент сопротивления
Отводы гнутые $D_B=150-450$ мм	0,2—0,10	Переход на больший диаметр	0,1
Отводы сварные $D_B=100-450$ мм	0,8—0,6	Переход на меньший диаметр	0,07
Задвижки полнопроходные	0,5—0,7	Тройник равнопроходный при слиянии одинаковых потоков	1,3
Обратный затвор	6—8		

ховатость: для бесшовных труб $k_s=0,2$ мм, для сварных труб $k_s=0,3$ мм, для труб, подвергшихся коррозии, $k_s=0,6$ мм; ζ_i ($i=1, 2, 3, \dots, n$) — коэффициент местного сопротивления (табл. 6.6); l — суммарная длина прямых участков трубопровода.

Подставляя в равенство (6.26) значение s из (6.1), получаем

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{l}{D_B} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \frac{16}{\pi^2} \frac{G_{\text{в}}^3}{D_B^4}. \quad (6.27)$$

Из этого равенства следует, что с уменьшением диаметра увеличиваются гидравлические потери, вследствие чего возрастает расход энергии на перекачку воды или снижается давление пара, что уменьшает его ценность как рабочего тела. С другой стороны, чем меньше диаметр трубопровода, тем меньше его масса и стоимость. Оптимальный диаметр определяется технико-экономическим расчетом.

В табл. 6.7 приведены гидравлические потери в главных паропроводах, принятые на электростанци-

ях СССР. Проверочные гидравлические расчеты обязательно выполняются для паропроводов, приведенных в таблице, а также для всасывающих трубопроводов, конденсатных и питательных насосов с целью определения подпора на всасе насоса. Для остальных трубопроводов обычно скорости выбираются по данным табл. 6.2.

6.7. Редукционно-охладительные установки

Для снижения давления p_1 и температуры t_1 пара до необходимых значений p_2 , t_2 используется редукционно-охладительная установка; схема которой показана на рис. 6.15. Пар, проходя через дроссельный клапан шибериного типа и решетки в пароохладителе (рис. 6.16), дросселируется. Многоступенчатое дросселирование (в клапане и решетках) снижает уровень шума при расширении пара. Расход пара изменяется с помощью дроссельного клапана, аналогичного по конструкции регулирующему клапану (см. рис. 6.2). В пароохладитель впрыскивается вода через форсунки. За счет ее испарения происходит охлаждение пара. Расход воды на впрыск

$$G_{\text{в}} = \frac{G_{\text{п}}(h_1 - h_2)}{h_1 - h_{\text{в}}}, \quad (6.28)$$

где $G_{\text{п}}$ — расход редуцированного пара; h_1 , h_2 — энтальпия пара до и после РОУ; $h_{\text{в}}$ — энтальпия впрыскиваемой воды.

Регулирование расхода воды осуществляется с помощью клапана постоянного расхода (рис. 6.17). Независимо от фактической произ-

Таблица 6.7. Падение давления в паропроводах

Паропровод	Падение давления
Свежий пар на участке котел—турбина для установок на давление: 8,8 МПа 12,75 МПа 23,5 МПа	1,0 МПа 1,0 МПа 1,5 МПа
Пар на промежуточный перегрев	2—2,5 и 2,5—3% давления за ЦВД
Пар после промежуточного перегрева	

Рис. 6.15. Схема редукционно-охлаждающей установки Чеховского завода энергетического машиностроения:

1 — задвижка; 2 — дроссельный клапан; 3 — дроссельные шайбы; 4 — клапан постоянного расхода; 5 — парохладительный клапан; 6 — парохладитель; 7 — форсунка; стрелками обозначено: а — подвод пара высокого давления; б — отвод редукцированного пара; в — подвод воды на впрыск; г — отвод воды в деаэратор

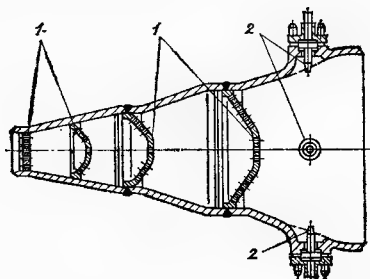
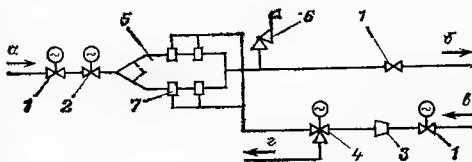


Рис. 6.16.

Рис. 6.16. Парохладитель:

1 — дроссельные решетки; 2 — форсунки

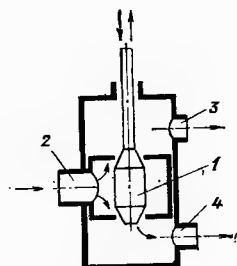


Рис. 6.17.

Рис. 6.17. Клапан постоянного расхода:

1 — распределительный клапан; 2 — подвод воды; 3 — отвод воды на впрыск; 4 — отвод воды на слив

водительности РОУ к клапану подводится постоянное количество воды. В клапане поток разветвляется на два, один из которых G_v поступает на впрыск, а второй $G_{сл}$ — на слив. При этом $G_v + G_{сл} = G_{кл} = \text{const}$. Перераспределение воды между впрыском и сливом осуществляется за счет перемещения распределительного клапана. Необходимость такого устройства поясним на примере. В РОУ с начальным давлением пара $p_1 = 12,75$ МПа и конечным давлением $p_2 = 1,27$ МПа вода на впрыск подается от питательного насоса и имеет давление $p_{п.н} = 18,0$ МПа. Перед клапаном с учетом потерь давления в форсунках давление воды должно составлять $p_v = 3,0$ МПа. Избыток давления $\Delta p_{дп} = p_{п.н} - p_v = 15,0$ МПа теря-

ется в дроссельном устройстве. Чтобы перепад давления на дросселе был одинаковым и не зависел от производительности РОУ, необходимо иметь постоянный расход воды через дроссельное устройство. Именно это и достигается при установке клапана постоянного расхода.

Редукционно-охлаждающие установки используются при растопке котла, резервировании производственных отборов турбин и при отсутствии других источников пара, требуемых параметров. В блочных схемах РОУ используются не только при пусках блока, но и при сбросах нагрузки. РОУ с быстрым включением в работу (2—3 с) называются быстровключающимися (БРОУ).

ВОПРОСЫ К ШЕСТОЙ ГЛАВЕ

1. К какой категории относятся трубопроводы свежего пара блока с турбиной К-200-130?

2. Как конструктивно выполняются разветвления потоков?

3. Какой тип обратного затвора устанавливается на вертикальном участке трубопровода?

4. Как устанавливаются клапаны на трубопроводах?

5. Какой тип клапана следует применять для регулирования питания котлов на ТЭЦ с турбинами ПТ-60-130/13?

6. Как изменяются напряжения от компенсации температурных удлинений, если увеличить: а) температуру транспортируемой среды; б) наружный диаметр труб; в) толщину стенки; г) длины всех участков и расстояние между неподвижными опорами при сохранении подобия трасс?

Глава седьмая

Режимы работы конденсационных энергоблоков

7.1. Особенности блочных установок

Исторически энергоблоки пришли на смену ТЭС с поперечными связями. Непосредственной причиной перехода к блочной схеме явилось применение промежуточного перегрева пара, при котором блочная схема является технической необходимостью, ибо при поперечных связях турбоагрегаты стали бы неуправляемыми.

Поэтому основной особенностью блочных установок является наличие промежуточного перегрева пара. Одним из следствий этого является необходимость обеспечения постоянной температуры пара после промежуточного перегрева в широком диапазоне нагрузок энергоблока, для чего необходима специальная система регулирования.

Простейший метод регулирования температуры промежуточного перегрева паром связан со снижением тепловой экономичности, так как впрыск питательной воды в данный случае означает подачу пара низкого давления в ЦВД и вытеснение пара высокого давления, поступающего в ЦВД. Так, при впрыске воды в количестве 3% расхода пара на турбину D_0 удельный расход теплоты на турбоустановку возрастает на 0,6%. Поэтому применяют другие методы регулирования температуры промежуточного перегрева пара, используя

впрыск как аварийное средство.

В настоящее время широко применяется рециркуляция дымовых газов путем забора их из конвективной шахты после водяного экономайзера и подачи в нижнюю часть топки. Рециркуляция газов усиливает теплообмен в конвективном промежуточном пароперегревателе под влиянием как увеличения расхода газов, так и повышения их температуры. Рециркуляция газов не повышает потери теплоты с уходящими газами, и в то же время благоприятно сказывается на температурном режиме нижней радиационной части котлов и способствует подавлению образования окислов азота в топке.

Широко применяются для регулирования температуры промежуточного перегрева пара паропаровые теплообменники.

Применение блочной схемы связано со следующими особенностями эксплуатации:

1. Котельный резерв на блочных ТЭС отсутствует, что компенсируется аварийным резервом в энергосистеме. Останов котла означает потерю мощности энергоблока.

2. Аварийные ситуации локализуются в рамках энергоблока, не затрагивая соседние блоки.

3. Упрощение тепловой схемы и коммуникаций, отсутствие соединительных магистралей, уменьшение числа элементов арматуры облег-

чает управление и делает его более надежным.

4. Управление блоком ввиду тесной взаимосвязи котла и турбины осуществляется из единого центра, каковым является блочный щит управления.

5. Каждый последующий энергоблок ТЭС может быть выполнен отличным от предыдущего с применением более прогрессивных решений.

6. Блочная схема приводит к блочному пуску, т. е. к одновременному пуску котла и турбины на скользких параметрах пара.

7. Блочная схема делает возможным регулирование мощности скользким начальным давлением пара.

8. При блочной схеме полный сброс нагрузки (отключение генератора от сети) приобретает особое значение и требует проведения ряда мер и защит.

При рассмотрении любого узла энергоблока необходимо проанализировать, как он будет вести себя в условиях полного сброса нагрузки.

При сбросе нагрузки регулирующие клапаны ЦВД и дроссельные клапаны перед ЦСД мгновенно прикрываются, снижая пропуск пара до значения, необходимого для обеспечения нагрузки собственных нужд энергоблока. При этом, поскольку котел продолжает выдавать пар, давление пара перед турбиной растет, что приводит к включению пускосбросного устройства для сброса избытка пара в конденсатор. Если клапаны недостаточно плотны и их прикрытие не предотвращает разгона ротора турбины, то при повышении частоты вращения на 10—12% срабатывает автомат безопасности и автоматически закрываются стопорные клапаны, защитные клапаны перед ЦСД, регулирующие клапаны ЦВД и дроссельные клапаны ЦСД, обратные клапаны на паропроводах отборов.

7.2. Режимы при номинальной нагрузке с отборами пара на собственные нужды

Энергоблоки работают в различных режимах, неся различную нагрузку. При этом одной и той же электрической нагрузке соответствует множество режимов, отличающихся отклонениями начальных параметров пара и параметров промперегрева, давления в конденсаторе, отборами пара на собственные нужды, величиной добавка обессоленной воды. При разработке турбины предусматривают возможность дополнительных отборов для собственных нужд сверх отборов на регенеративный подогрев питательной воды. Отборы используются для подогрева мазута, воздуха, сетевой воды для теплоснабжения поселка, для обдувки поверхностей нагрева котлов, для подогрева сырой воды перед подачей ее на химводоочистку, для соседнего энергоблока при его пуске. Отборы допускаются с соответствующим снижением мощности. Так, для турбины К-300-240 завод допускает следующие отборы сверх отборов на регенерацию:

Отбор	Давление, МПа	Максимальный отбор, т/ч
Пар:		
из отбора на ПВД8 после ЦВД	6,25 4,0	45 30
из линии отбора на ПВД6	1,6	75
из отбора на деаэратор	1,06	20
из отбора на ПНД4 из линии отбора на ПНД3 (линия возврата из турбопривода)	0,51 0,245	60 21

Пример. Рассмотрим режим номинальной нагрузки 300 МВт для турбоустановки К-300-240 при следующих условиях.

1. Добавок обессоленной воды $\alpha_{дв} = 0,02$ подается в конденсатор турбины. Сюда же направляется 10 т/ч конденсата пара РОУ СН.

2. Отпуск теплоты с сетевой водой на теплоснабжение 17,5 МВт при температуре обратной сетевой воды 70 °С и температуре прямой сетевой воды 120 °С. Пиковый се-

тевой подогреватель питается паром из отбора на ПНД4. Основной сетевой подогреватель питается паром из выхлопа приводной турбины питательного насоса в количестве 21 т/ч.

3. Из холодной линии промперегрева через РОУ СН отпускается пар в количестве 20 т/ч, возвращается конденсат 10 т/ч в конденсатор.

4. Из отбора на деаэратор отпускается пар на калориферы 30 т/ч пара, через РОУ 1,03/0,6 МПа.

Поскольку увеличение отборов сверх отборов на регенерацию составляет около 90 т/ч, принимаем расход пара на турбину К-300-240 равным максимальному пропуску пара 975 т/ч. По сравнению с режимом без отборов на собственные нужды увеличение расхода пара составляет 6%.

Для упрощения расчета принимаем процесс расширения пара в турбине таким же, что и в приведенном выше примере.

Сетевая подогревательная установка. Принимаем подогрев сетевой воды за счет отборов до 120 °С, температуру обратной сетевой воды 70 °С.

Расход сетевой воды составит

$$G_{с.в} = \frac{Q_{с.п}}{h'_{п.с.п} - h'_{ос.п}} = \frac{17,5 \cdot 10^8}{500 - 295} = 85 \text{ кг/с.}$$

Принимаем расход на основной подогреватель 21 т/ч. Тогда температура сетевой воды после основного подогревателя

$$t_{ос.п} = t_{с.в} + \frac{D_{ос.п}(h'_{ос.п} - h'_{др})}{c_p G_{с.п}} = 70 + \frac{21(2900 - 502)}{3,6 \cdot 4,19 \cdot 85} = 109,3 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Расход пара на пиковый подогреватель

$$D_{п.с.п} = \frac{G_{с.в} c_p (120 - 109,3)}{3000 - 614} = 1,58 \text{ кг/с (5,7 т/ч).}$$

Таким образом, имеем дополнительные отборы:

1) из холодной линии промперегрева на РОУ СН

$$\alpha_{п.п} = 20/975 = 0,0205;$$

2) из отбора на деаэратор через РОУ на калориферы

$$\alpha_{кал} = 30/975 = 0,0308;$$

3) из отбора на ПНД4 на пиковый подогреватель

$$\alpha_{п.с.п} = 5,7/975 = 0,006;$$

4) из отбора на ПНД3 на основной подогреватель

$$\alpha_{ос.п} = 21/975 = 0,021$$

Подсчитаем приведенное тепловложение:

Отсек:

$$1\text{-й } \alpha_1 \Delta h_{11} = 70,0$$

$$2\text{-й } \alpha_2 \Delta h_{12} = 147,0$$

$$3\text{-й } \alpha_3 \Delta h_{13} = 73,5$$

$$4\text{-й } \alpha_4 \Delta h_{14} = 83,7; \alpha_{п.п} = 0,0205$$

$$5\text{-й } \alpha_5 \Delta h_{15} = 217,5$$

$$6\text{-й } \alpha_6 \Delta h_{16} = 65,5; \alpha_6 = 0,6565$$

$$7\text{-й } \alpha_7 \Delta h_{17} = 98,5; \alpha_7 = 0,6155; \alpha_{кал} = 0,0308$$

$$8\text{-й } \alpha_8 \Delta h_{18} = 88,0; \alpha_8 = 0,568; \alpha_{п.с.п} = 0,006$$

$$9\text{-й } \alpha_9 \Delta h_{19} = 82,2; \alpha_9 = 0,632; \alpha_{ос.п} = 0,021$$

$$10\text{-й } \alpha_{10} \Delta h_{110} = 91,5; \alpha_{10} = 0,608$$

$$11\text{-й } \alpha_{11} \Delta h_{111} = 120,0; \alpha_{11} = 0,573$$

$$\Delta H_{111} = 1142,5 \text{ кДж/кг}$$

Внутренняя мощность

$$N_i = D \Delta H_{111} = 270,8 \cdot 1142,5 =$$

$$= 309,5 \text{ МВт;}$$

$$N_0 = N_i - \Delta N_{м.т} = 309,5 - 5 =$$

$$= 304,5 \text{ МВт.}$$

Определяем расход теплоты на электро-энергию:

$$Q_0 = Q_0 - Q_{ос.п} - Q_{кал} - Q_{м.х.}$$

где $Q_{ос.п}$ — теплота, отпускаемая на тепло-снабжение; $Q_{кал}$ — теплота на подогрев воздуха в калориферах; $Q_{м.х.}$ — теплота на подогрев и разогрев мазута; $Q_{ос.п} = 17,5 \text{ МВт;}$

$$Q_{кал} = D_{кал} (h_{п.п} - h'_{п.п}) = 8,35 (3160 - 120) \times 10^{-8} = 25,5 \text{ МВт; } Q_{м.х.} = D_{м.х.} (h_{п.п} - h'_{п.п}) = 5,6 (2926 - 120) \cdot 10^{-8} = 15,7 \text{ МВт;}$$

$$Q_0 = D(h_0 - h_{п.п}) + D_{п.п}(h'_{п.п} - h_{п.п}) - D_{кал}(h_{п.п} - h_{кал}) = 270,8(3320 - 1180) + 218(3530 - 2926) - 5,4(1180 - 120) = 577 + 132 - 5,75 = 703,25 \text{ МВт;}$$

$$Q_0 = 703,25 - 17,5 - 25,5 - 15,7 = 644,55 \text{ МВт;}$$

$$N_{т.п} = D_{т.п} \Delta h_{т.п} \eta_{м.т.п} = 0,12 \cdot 270 \cdot 362 \times 10^{-8} = 11,5 \text{ МВт;}$$

$$\eta_0 = \frac{N_0 + N_{т.п}}{Q_0} = \frac{304,5 + 11,5}{644,55} = 0,49.$$

Повышение КПД турбоустановки по выработке электроэнергии объясняется частичной выработкой электроэнергии на тепло-потребления. Подробнее этот вопрос будет рассмотрен ниже, в разделе тепло-электроцентралей.

7.3. Режимы частичных нагрузок энергоблоков

При покрытии суточного графика электрической нагрузки энерго-блоки работают в широком диапазоне нагрузок — от номинальной до

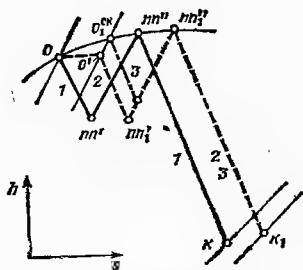


Рис. 7.1. Процесс расширения пара в турбине при дроссельном парораспределении в h, s -диаграмме:

1—3 — режимы соответственно номинальной нагрузки, частичной нагрузки и частичной нагрузки при скользящем начальном давлении пара

технического минимума. Поэтому режимы частичных нагрузок энергоблоков представляют интерес как с точки зрения работы оборудования при этих нагрузках, так и с точки зрения определения показателей работы. Необходимые данные о режимах частичных нагрузок можно получить из расчетов тепловой схемы.

Рассмотрим процесс расширения пара в турбине при частичных нагрузках. Существенным являющимся тип парораспределения — сопловое или дроссельное — и метод регулирования мощности — при постоянном или скользящем начальном давлении пара.

На рис 7.1 показан процесс расширения пара при дроссельном парораспределении для режимов номинальной и частичной нагрузок. Частичные нагрузки при дроссельном парораспределении связаны с начальным дросселированием пара со снижением температуры, что снижает тепловую экономичность. Поэтому переход к скользящему давлению при сохранении начальной температуры пара повышает КПД ЦВД, а также сокращает затраты энергии на привод питательного насоса. Для современных турбин большой мощности

все чаще применяют дроссельное парораспределение, упрощающее конструкцию паровпуска за счет подвода пара по всей окружности, в сочетании с регулированием мощности скользящим начальным давлением пара. Последнее достигается регулированием точки при постоянном полном открытии клапанов.

При сопловом парораспределении переход к скользящему давлению безусловно эффективен для области дроссельного регулирования (область одновременного открытия первой группы клапанов: так, для турбины К-300-240 группы из четырех клапанов, т. е. при пониженных нагрузках).

Поскольку для мощных турбин с сопловым парораспределением характерно увеличение доли области дроссельного парораспределения (до 57 % $N_{ном}$ в турбине К-300-240 и до 85 % в турбине К-800-240), соответственно возрастает диапазон частичных нагрузок, при которых применение скользящего начального давления пара является эффективным. Скользящее давление нашло широкое применение при регулировании мощности энергоблоков 300 МВт.

Основным фактором, определяющим параметры турбоустановки при режимах частичных нагрузок, является пропуск пара через турбину D . Связь между пропуском пара через ступень или группу ступеней с давлениями пара до и после ступени или группы ступеней p_1 и p_2 , выражается формулой (формула Флюгеля):

$$\frac{D_1}{D_{10}} \approx \sqrt{(p_1^2 - p_2^2) / (p_{10}^2 - p_{20}^2)} \sqrt{T_{10} / T_1} \quad (7.1)$$

Индекс нуль означает расчетный режим, который для конденсационных турбин обычно совпадает с режимом номинальной нагрузки. Температурная поправка, представленная в (7.1) вторым множителем, обычно близка к единице и может не учитываться; однако в

некоторых случаях поправка существенна и должна учитываться.

Если рассматривать конденсационную турбину как группу ступеней (исключая первую — регулируемую), то отношение p_2/p_1 окажется весьма малым.

Тогда можно записать

$$\frac{D_{10}}{D_{10}} = \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{1 - (p_2/p_1)^2}{1 - (p_{20}/p_{10})^2}} \approx \frac{p_1}{p_{10}}$$

Для определения давлений в регенеративных отборах конденсационных турбин можно пользоваться соотношением

$$p_{отб} = p_{отб,0} D_{отс} / D_{отс,0} \quad (7.2)$$

где $D_{отс}$ — расход пара через отсек турбины, следующий за данным отбором пара.

В то же время, поскольку значения отборов на регенерацию прямо пропорциональны расходу пара на турбину, легко показать, что давления в отборах прямо пропорциональны расходу пара на турбину. Это положение подтверждено результатами многочисленных испытаний турбоустановок. Давление пара перед ЦСД пропорционально пропуску пара через ЦСД:

$$p'_{п.п} = p'_{п.п,0} D_{цсд} / D_{цсд,0} \quad (7.3)$$

где $D_{цсд}$ — расход через 1-ю ступень ЦСД.

Давление пара после ЦВД

$$p'_{п.п} = p'_{п.п,0} + \Delta p_{п.п}, \quad (7.4)$$

где $\Delta p_{п.п}$ — падение давления пара в тракте промежуточного перегрева из-за гидравлических сопротивлений:

$$\Delta p_{п.п} = \Delta p_{п.п,0} D_{п.п} / D_{п.п,0} \quad (7.5)$$

При изменении нагрузки турбины меняется паровая нагрузка конденсатора, что при неизменных температуре охлаждающей воды на входе в конденсаторе $t_{о.в1}$ и расходе охлаждающей воды $G_{о.в}$ приводит к изменению давления в конденсаторе. Для любого режима работы конденсатора справедливо соотношение

$$t_k = t_{о.в1} + \Delta t_k + \theta_k, \quad (7.6)$$

где θ_k — недогрев в конденсаторе до температуры насыщения t_k .

Из теплового баланса конденсатора имеем

$$\Delta t_k = D_k q_k / c_v G_{о.в}, \quad (7.7)$$

где q_k — теплота конденсации пара; D_k — паровая нагрузка конденсатора.

Из уравнения теплопередачи следует

$$\theta_k = (t_k - t_{о.в1}) \times \exp(-k F_k / c_v G_{о.в}), \quad (7.8)$$

где k — коэффициент теплопередачи в конденсаторе; F_k — поверхность теплообмена конденсатора.

Подставив Δt_k из (7.7) и θ_k из (7.8) в (7.6), получим

$$t_k = t_{о.в1} + \frac{D_k q_k}{c_v G_{о.в} [1 - \exp(-k F_k / c_v G_{о.в})]}. \quad (7.9)$$

При неизменном расходе охлаждающей воды можно принять коэффициент теплопередачи в конденсаторе постоянным:

$$(t_k - t_{о.в1}) / (t_{к,0} - t_{о.в1,0}) \approx \approx D_k / D_{к,0}. \quad (7.10)$$

При регулировании расхода охлаждающей воды, приняв

$$k = k_0 (G_{о.в} / G_{о.в,0})^{0,5}, \quad (7.11)$$

получим

$$t_k \approx t_1 + \frac{D_k q_k}{c_v G_{о.в} \left[1 - \exp\left(-k_0 (G_{о.в} / G_{о.в,0})^{0,5} \frac{F_k}{c_v G_{о.в}}\right) \right]}. \quad (7.12)$$

При расчете режима частичной нагрузки конденсационной турбоустановки строится процесс расширения пара в h, s -диаграмме на основании процесса для расчетного режима. При этом внутренние относительные КПД отсеков турбины (кроме первой — регулирующей) сохраняют те же значения, что и для расчетного режима. Это объясняется тем, что

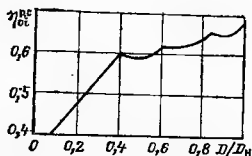


Рис. 7.2. Кривая изменения КПД регулирующей ступени в зависимости от расхода пара на турбину

располагаемые теплопотоки во всех ступенях, кроме регулирующей, остаются в большом диапазоне нагрузок неизменными. Для регулирующей ступени дается кривая изменения $\eta_{ог}^{р.с}$ в зависимости от расхода пара (рис. 7.2).

Последовательность расчета режима частичной нагрузки турбоустановки поясним на примере.

Пример расчета режима частичной нагрузки. Расчет проводим для блока 300 МВт, для которого выше, в гл. 5, был рассчитан режим номинальной нагрузки при условии $D_{н.н.} = D$ и без отборов на собственные нужды.

Рассчитываем режим $D/D_0 = 0,6$. Принимаем, что $D_{отб} \approx D_{отб0} D/D_0$. Тогда получим

$$\alpha_{отб} = \frac{D_{отб}}{D} \approx \frac{D_{отб0}}{D} \frac{D}{D_0} = \alpha_{отб0}$$

Поэтому доли отборов и доли расходов пара через отсеки турбины сохраняют свои значения (приблизительно): $\alpha_{пв} \approx \alpha_{пв0}$; $\alpha_{пг} \approx \alpha_{пг0}$; $\alpha_{п.н.} \approx \alpha_{п.н0}$ и т. д. Пропорциональность отборов расходу пара приводит к пропорциональности давлений в точках отборов расходу пара на турбину.

Определение давлений по тракту и параметров пара:

$$D = 0,6 D_0 = 0,6 \cdot 257,1 = 154,2 \text{ кг/с};$$

$$p_{р.с} = p_{р.с0} D/D_0 = 16,35 \cdot 0,6 = 9,8 \text{ МПа};$$

$$p_{пв} = p_{пв0} D/D_0 = 6,1 \cdot 0,6 = 3,66 \text{ МПа};$$

$$p''_{п.н.} = p''_{п.н0} D/D_0 = 3,53 \cdot 0,6 = 2,12 \text{ МПа}.$$

Падение давления пара в системе промежуточного перегрева:

$$\Delta p_{п.н.} = \Delta p_{п.н0} D/D_0 = 0,4 \cdot 0,6 = 0,24 \text{ МПа};$$

$$p'_{п.н.} = p''_{п.н.} + \Delta p_{п.н.} = 2,12 + 0,24 = 2,36 \text{ МПа};$$

$$p_{пв} = p_{пв0} D/D_0 = 1,42 \cdot 0,6 = 0,85 \text{ МПа}.$$

Падение давления в паропроводе на деаэрактор

$$\Delta p_d = \Delta p_{d0} D/D_0 = 0,2 \cdot 0,6 = 0,12 \text{ МПа}.$$

В деаэраторе принимаем скользкое давление:

$$p_d = p_{d0} D/D_0 = 1,05 \cdot 0,6 = 0,63 \text{ МПа};$$

$$p'_d = p_d - \Delta p_d = 0,63 - 0,12 = 0,51 \text{ МПа}.$$

Давление пара в отборах:

$$p_{п4} = p_{п40} D/D_0 = 0,46 \cdot 0,6 = 0,27 \text{ МПа};$$

$$p_{п3} = p_{п30} D/D_0 = 0,22 \cdot 0,6 = 0,132 \text{ МПа};$$

$$p_{п2} = p_{п20} D/D_0 = 0,083 \cdot 0,6 = 0,05 \text{ МПа};$$

$$p_{п1} = p_{п10} D/D_0 = 0,027 \cdot 0,6 = 0,0162 \text{ МПа}.$$

Определяем давление в конденсаторе при условии сохранения температуры и расхода охлаждающей воды на уровне расчетного режима:

$$t_k = t_1 + (t_{к0} - t_{о.к10} D/D_0) =$$

$$= 12 + (28,6 - 12) \cdot 0,6 = 22^\circ \text{C};$$

$$p_k = 0,00265 \text{ МПа}.$$

Строим процесс расширения пара в турбине в h, s -диаграмме. Принимаем $\eta_{ог}^{р.с} = 0,65$. Остальные $\eta_{ог}$ отсеков турбины принимаем такими же, что и при D_0 :

$$h_{п.с} = h_0 - \Delta h_{пс}^{р.с} \eta_{ог}^{р.с} =$$

$$= 3320 - 222 \cdot 0,65 = 3192 \text{ кДж/кг};$$

$$h'_{п.п} = h_{п.с} - \Delta h_{пз}^{пд} \eta_{ог}^{пд} =$$

$$= 3192 - 345 \cdot 0,82 = 2909 \text{ кДж/кг};$$

$h''_{п.н.} = 3570 \text{ кДж/кг}$ — по таблицам водяного пара;

$$h_3 = h''_{п.п} - \Delta h_{пз}^{сд} \eta_{ог}^{сд} =$$

$$= 3570 - 785 \cdot 0,9 = 2862 \text{ кДж/кг};$$

$$h_k = h_3 - \Delta h_{пз}^{пд} \eta_{ог}^{пд} =$$

$$= 2862 - 5930 \cdot 0,82 = 2377 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры пара в отборе сводим в табл. 7.1. Далее, используя уравнения теплового баланса регенеративных подогревателей из расчетного режима (пример в гл. 5), уточняем доли отборов:

$$\alpha_{п3} = \frac{1040 - 920}{(3010 - 960) \cdot 0,99} = 0,0586;$$

$$(920 - 730) \cdot 1/0,99 - 0,0586(960 - 775) = 0,007(3320 - 775)$$

$$\alpha_{п1} = \frac{2909 - 775}{2909 - 775} = 0,087.$$

Температура питательной воды за деаэрактором равна $152,6^\circ \text{C}$.

Повышение энтальпии воды в питательном насосе:

$$\Delta h'_{п.н.} = \frac{v'_{сп} \Delta p_{пн}}{\gamma_{п.н.}} =$$

$$= \frac{0,00109 \cdot 27,5 \cdot 10^3}{0,7} = 42,7 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta p_{тр.ном} = 31,0 - 25,5 = 5,5 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_{тр} = 5,5 \cdot 0,6 = 2,0 \text{ МПа},$$

Таблица 7.1. Параметры пара в отборах

Точка процесса	p , МПа	t , °C	h , кДж/кг	p' , МПа	t' , °C	h' , кДж/кг	t'' , °C	h'' , кДж/кг	$t_{др}'$, °C	$h_{др}'$, кДж/кг
О	23,5	540	3320	—	—	—	—	—	—	—
О'	22,32	535	3320	—	—	—	—	—	—	—
РС	9,8	437	3192	—	—	—	—	—	—	—
П8	3,66	319	3010	3,5	242,6	1047	241,0	1040	224	960
П7(ПП')	2,36	268	2909	2,16	216,2	925,0	214,0	920	179	775
ПП''	2,12	540	3570	—	—	—	—	—	—	—
П6	0,85	404	3270	0,79	169,7	715	169	730	169	710
Д	0,83	370	3200	0,51	152,6	652	152,6	652	—	—
П4	0,27	270	3010	0,25	128,0	534	127	530	112	468
П3	0,132'	197	2862	0,12	105,0	437	102	424,5	105	437
П2	0,05	120	2710	0,045	78,5	327	76	316	78,5	327
П1	0,0182	$x=0,986$	2560	0,014	52,3	219	50	209	52,3	219
К	0,00265	22	2377	—	22,0	91,5	—	—	—	—

следовательно, $\Delta p_{п.н} = 25,5 - 2 = 23,5$ МПа. Изменение режима работы питательного насоса — снижение подачи и частоты вращения — приводит к снижению его КПД до 70%. Принимаем $\Delta h_{т.н} = 370$ кДж/кг. Доля пара на турбопитательный насос

$$\alpha_{тн} = \frac{\Delta h'_{п.н}}{\Delta h_{тн} \eta_{тн}} = \frac{42,7}{370 \cdot 0,98} = 0,1175.$$

Балансы подогревателей дают:

$$\alpha_{п6} = 0,027; \alpha_{п4} = 0,013;$$

$$\alpha_{к.д} = 1 - 0,005 - 0,024 - 0,0586 - 0,087 - 0,027 - 0,010 - 0,013 = 0,775;$$

$$\alpha_{п4} = 0,0343; \alpha_{п3} = 0,033; \alpha_{п2} = 0,0232; \alpha_{п1} = 0,0356.$$

Далее находим доли расходов пара по отсекам турбины и приведенные теплопоядения по отсекам $\alpha_{отс}$; $\Delta h_{отс}$:

1-й отсек — регулирующая ступень:

$$\alpha_1 = \alpha_{р.с} = 1 - \alpha_{п.н}.$$

При $p_0 = \text{const}$ $D_{шт} = \text{const}$, поэтому

$$\alpha_{шт} = D_{шт} / D_0 \cdot 0,6 = \alpha_{шт} / 0,6 = 0,003 / 0,6 = 0,005;$$

$$\alpha_1 = 1 - 0,005 = 0,995;$$

$$\Delta h_{1pc} = 3320 - 3192 = 128 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_1 \Delta h_{1п} = 0,995 \cdot 128 = 127,3 \text{ кДж/кг}.$$

2-й отсек — нерегулируемые ступени ЦВД до левого уплотнения:

$$\alpha_2 = \alpha_{р.с} - \alpha_{пр0}^{вн} = 0,995 - 0,018 = 0,977;$$

$$\Delta h_{12} = 3192 - 3110 = 82 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_2 \Delta h_{12} = 0,977 \cdot 82 = 81,8 \text{ кДж/кг}.$$

3-й отсек — ЦВД до отбора на П8:

$$\alpha_3 = \alpha_2 - \alpha_{пр ЦВД}^{пер} + \alpha_{пр}^{вн} = 0,977 - 0,015 + 0,018 = 0,98.$$

$$\Delta h_{13} = 3110 - 3010 = 100 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_3 \Delta h_{13} = 0,98 \cdot 100 = 98 \text{ кДж/кг}.$$

4-й отсек — между отбором на П8 и выходом из ЦВД:

$$\alpha_4 = \alpha_3 - \alpha_{п8} = 0,98 - 0,0586 = 0,9214;$$

$$\Delta h_{14} = 3010 - 2909 = 101 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_4 \Delta h_{14} = 0,9214 \cdot 101 = 93 \text{ кДж/кг}.$$

5-й отсек — от входа пара в ЦД до отбора на П6:

$$\alpha_5 = \alpha_4 - \alpha_{взд пр ЦВД}^{взд} - \alpha_{пр ЦД}^{пер} - \alpha_{п7} = 0,9214 - 0,008 - 0,006 - 0,087 = 0,8204;$$

$$\Delta h_{15} = 3570 - 3270 = 300 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_5 \Delta h_{15} = 0,8204 \cdot 300 = 246 \text{ кДж/кг}.$$

6-й отсек — отсек ЦСД от отбора на П6 до отбора на деаэратор:

$$\alpha_6 = \alpha_5 - \alpha_{п6} - \alpha_{тн} = 0,8204 - 0,027 - 0,1175 = 0,6759;$$

$$\Delta h_{16} = 3270 - 3200 = 70 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_6 \Delta h_{16} = 0,6759 \cdot 70 = 47,3 \text{ кДж/кг}.$$

7-й отсек — отсек ЦСД от отбора на деаэратор до отбора на П4:

$$\alpha_7 = \alpha_6 - \alpha_{п4} = 0,6759 - 0,013 = 0,6629;$$

$$\Delta h_{17} = 3200 - 3010 = 190 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_7 \Delta h_{17} = 0,6629 \cdot 190 = 126 \text{ кДж/кг}.$$

8-й отсек — отсек ЦСД от отбора на П4 до выхода из ЦСД:

$$\alpha_8 = \alpha_7 - \alpha_{п4} = 0,6629 - 0,0343 = 0,6286;$$

$$\Delta h_{18} = 3010 - 2862 = 148 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_8 \Delta h_{18} = 0,6286 \cdot 148 = 93 \text{ кДж/кг}.$$

9-й отсек — отсек ЦНД до отбора на П2:

$$\alpha_9 = \alpha_8 - \alpha_{\text{тн}} - \alpha_{\text{пз}} = 0,6286 - 0,1175 - 0,033 = 0,7131;$$

$$\Delta h_{19} = 2862 - 2710 = 152 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_9 \Delta h_{19} = 0,7131 \cdot 152 = 108,4 \text{ кДж/кг}.$$

10-й отсек — отсек ЦНД между отбора-ми на П2 и П1:

$$\alpha_{10} = \alpha_9 - \alpha_{\text{п2}} = 0,7131 - 0,0232 = 0,6899;$$

$$\Delta h_{110} = 2710 - 2560 = 150 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_{10} \Delta h_{110} = 0,6899 \cdot 150 = 103,5 \text{ кДж/кг}.$$

11-й отсек — отсек ЦНД от П1 до выхода в конденсатор:

$$\alpha_{11} = \alpha_{10} - \alpha_{\text{п1}} = 0,6899 - 0,0356 = 0,6543;$$

$$\Delta h_{111} = 2560 - 2377 = 183 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_{11} \Delta h_{111} = 0,6543 \cdot 183 = 119,7 \text{ кДж/кг}.$$

Приведенный теплоперепад в данном режиме

$$\sum_{j=1}^n \alpha_j \Delta h_{1j} = 1244 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренняя и электрическая мощность турбины:

$$N_I = D \sum_{j=1}^n \alpha_j \Delta h_{1j} = 154,2 \cdot 1244,0 \cdot 10^{-3} = 191,8 \text{ МВт};$$

$$N_0 = N_I - \Delta N_{\text{м.т}} = 191,8 - 4,3 = 187,5 \text{ МВт}.$$

Расход теплоты на турбоустановку

$$Q_0 = [154,2(3320 - 1040) + 127,4(3570 - 2909)] \cdot 10^{-3} = 351,6 + 84,2 = 435,8 \text{ МВт},$$

$$\text{где } \alpha_{\text{п.н}} = \alpha_0 + \alpha_{\text{пр.сд}}^{\text{пер}} = 0,8204 + 0,006 = 0,8264; D_{\text{п.н}} = 154,2 \cdot 0,8264 = 127,4 \text{ кг/с}.$$

$$\text{Здесь } Q_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} D (h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}) = 0,6543 \cdot 154,2 \times (2377 - 91,5) \cdot 10^{-3} = 230,6 \text{ МВт}.$$

Мощность турбопитательного насоса и КПД brutto турбоустановки:

$$N_{\text{т.п}} = D \Delta h'_{\text{п.п}} / \eta_{\text{м}}^{\text{тп}} = 154,2 \cdot 42,7 \cdot 10^{-3} / 0,98 = 6,72 \text{ МВт};$$

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{бр}} = \frac{191,8 + 6,72}{435,8} = \frac{198,52}{435,8} = 0,456.$$

7.4. Маневренность энергоблоков

Способность покрывать переменный суточный график электрической нагрузки характеризует маневренность энергоблоков. От ТЭС требуется обеспечить утром быстрый подъем нагрузки до номинальной,

устойчивую работу в течение дня при номинальной нагрузке, после прохождения вечернего пика нагрузки в энергосистеме быстро снизить нагрузку до технического минимума, устойчиво нести минимальную нагрузку в часы ночного провала электрической нагрузки. В нерабочие дни часть энергоблоков выводится в резерв, причем это время используется для срочного профилактического ремонта. В соответствии со сказанным в понятие «маневренность энергоблоков» включают следующие характеристики: скорость изменения электрической нагрузки; диапазон нагрузок и технический минимум; пусковые характеристики.

Разберем последовательно перечисленные маневренные свойства.

Скорость изменения нагрузки измеряется в процентах номинальной нагрузки в минуту, а также в мегаваттах в минуту. Скорость изменения нагрузки может лимитироваться как турбиной, так и котлом.

Допустимая скорость изменения нагрузки турбины может ограничиваться значением укорочения или удлинения ротора и, следовательно, определяется конструкцией турбины. При изменении нагрузки турбины происходит изменение температурного режима отдельных ее элементов, что приводит к появлению в них дополнительных температурных напряжений. При изменении нагрузки ведется контроль величины относительного перемещения ротора и разности температур в различных точках по толщине стенки и периметру цилиндров и клапанов турбины.

В диапазоне допустимых нагрузок энергоблоки должны обеспечивать плановое изменение нагрузки на 20 % номинальной мощности для энергоблоков сверхкритического давления, на 25 % для энергоблоков докритического давления со скоростью до 4 % номинальной мощности в минуту с газомазутными котлами и до 2 % с пылеугольными котлами. При дальнейшем изменении нагруз-

ки в ту же сторону скорость изменения нагрузки должна быть обеспечена до 0,7 % для блоков сверхкритического и 1 % для блоков докритического давления. Завод — изготовитель турбины в своих технических условиях предписывает ограничения по скорости изменения электрической нагрузки.

Скорость изменения нагрузки парового котла должна соответствовать допустимой скорости изменения нагрузки турбины. Для парового котла скорость изменения нагрузки измеряется в тоннах в час в минуту или в килограммах в секунду в квадрате (кг/с^2).

Для барабанных котлов скорость изменения нагрузки может лимитироваться повышением уровня в барабане (в старых конструкциях) и температурным режимом трубок пароперегревателя. Так, для котла ТП-100 допустимая скорость нагружения, определенная экспериментально, составляет 0,15—0,17 кг/с^2 .

Применение регулирования мощности скользящим давлением снимает ограничения по скорости изменения нагрузки турбины и может успешно осуществляться на энергоблоках с прямоточными котлами. Нагружение барабанных котлов при скользящем давлении создает дополнительные трудности из-за быстрого роста температуры стенок трубок пароперегревателя.

Допустимый диапазон нагрузок энергоблока определяется величиной допустимой минимальной нагрузки (технический минимум), которая лимитируется котельным агрегатом. Лимитирующими факторами являются устойчивое горение в топке (минимальная нагрузка при сжигании АШ составляет 0,75, каменного угля — 0,65, бурого угля — 0,5 номинальной); температурный режим пароперегревателя и радиационной части. При сжигании природного газа и мазута условия горения не лимитируют снижение нагрузки.

Для прямоточных котлов по условиям гидродинамики допускается

минимальная нагрузка 30 %, однако по условиям допустимости температурного режима радиационной части она составляет 50—60 % номинальной. Поскольку энергоблоки 200, 300, 500, 800 МВт не разрабатывались как маневренные, число их остановов в резерв в течение года ограничено (20—30 остановов), тогда как специально разработанные маневренные блоки на докритическое давление и пониженную начальную температуру рассчитаны на ежесуточный останов в часы ночного провала электрической нагрузки, а также на суббюту и воскресенье.

Время пуска энергоблока из различных температурных состояний определяется суммарной продолжительностью этапов пуска — растопки котла, повышения частоты вращения турбины, нагружения. Продолжительность подготовительных операций не включается в регламентированное время пуска. Температурное состояние турбины характеризуется температурой металла t_m в зоне паров пуска ЦВД и ЦСД. При температуре $t_m \leq 150^\circ\text{C}$, при которой допускается снятия ротора турбины с валоповорота, состояние турбины и энергоблока считается холодным. Растопка считается от момента розжига растопочных форсунок. После достижения заданных пусковым графиком параметров пара осуществляется толчок ротора и начинается увеличение частоты вращения. После достижения номинальной частоты вращения осуществляется синхронизация и начинается нагружение турбины при скользящих параметрах пара.

При $t_m > 150^\circ\text{C}$ осуществляется пуск из неостывшего состояния, при котором толчок ротора происходит после того, как температура пара перед турбиной на 80—100 $^\circ\text{C}$ превысит температуру металла ЦВД.

На рис. 7.3 приведена пусковая схема энергоблока 500 МВт. При останове энергоблока происходит остывание оборудования. Паровой котел остывает быстро за счет есте-

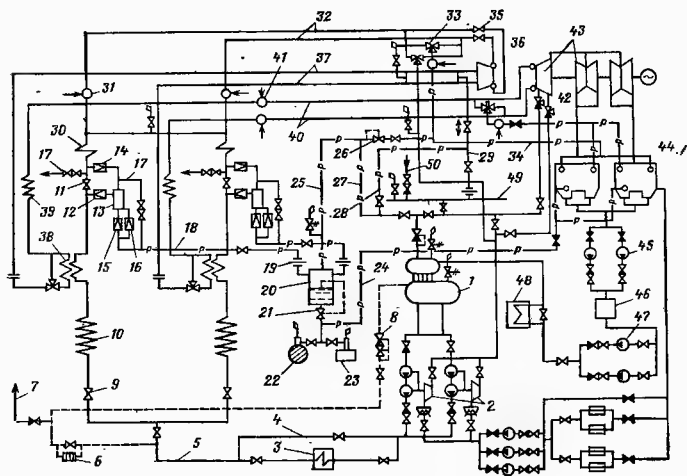


Рис. 7.3. Пусковая схема энергоблока 500 МВт:

1 — деаэратор; 2 — питательный турбонасос; 3 — группа ПВД; 4 — обвод ПВД; 5 — питательный трубопровод; 6 — шайбовый набор; 7 — трубопровод к пусковому выпуску; 8 — клапан на трубопроводе рециркуляции воды в деаэратор; 9 — регулирующий питательный клапан; 10 — тракт котла до встроеной задвижки; 11 — встроеной задвижки; 12 — клапан на подводящем трубопроводе сепаратора; 13 — встроены сепаратор; 14 — клапан на трубопроводе отвода пара; 15, 16 — сбросные клапаны на I и II ступенях сепаратора; 17 — дренаж; 18 — трубопровод сброса среды из сепаратора; 19 — родпорное устройство; 20 — дистанционный расширитель; 21 — регулирующий клапан; 22 — циркуляционный канал; 23 — бак запаса конденсата; 24 — трубопровод сброса воды и конденсатора; 25 — отвод пара из расширителя; 26 — клапан сброса пара в конденсатор; 27 — подвод пара к коллектору собственных нужд; 28 — подвод пара в систему промежуточного перегрева; 29 — подвод пара в общестанционную магистраль 1,275 МПа; 30 — перегревательный тракт котла; 31 — пусковой выпуск; 32 — главный паропровод; 33 — пускосбросное устройство; 34 — байпас турбины; 35 — главная паровая задвижка; 36 — ЦВД; 37 — холодный паропровод промежуточного перегрева; 38 — паровой теплообменник; 39 — пром-перегреватель; 40, 41 — горячий паропровод промперегрева и пусковой выпуск; 42 — сброс пара в конденсатор; 43 — ЦСД и ЦНД; 44 — конденсатор; 45 — конденсатный насос; 46 — конденсатоочистка; 47 — конденсатный насос II ступени; 48 — группа ПВД; 49 — общестанционная магистраль 1,275 МПа; 50 — подвод стороннего пара

Таблица 7.2. Продолжительность пусков энергоблоков

Тип энергоблока	Температурное состояние оборудования к началу пуска	Продолжительность этапов пуска (ч, мин)				Потери топлива, т у. е.
		Растопка	Набор частоты вращения	Нагруженные	Суммарная	
Моноблок 200 МВт с пылеугольным котлом	Холодное состояние	1,40	1,10	5,00	7,50	98
	После простоя:					
	50—60 ч	2,20	0,30	3,20	6,10	77
	30—35 ч	2,00	0,20	2,40	5,00	59
	15—20 ч	1,50	0,20	2,10	4,20	56
	6—10 ч	1,20	0,20	1,20	3,00	50
Моноблок 300 МВт с пылеугольным котлом	Холодное состояние	2,20	1,55	4,50	9,05	191
	После простоя:					
	50—60 ч	2,50	0,35	3,10	6,35	167
	30—35 ч	2,50	0,35	2,20	5,45	145
	15—20 ч	2,50	0,35	2,10	5,35	143
	6—10 ч	1,10	0,20	1,50	3,20	105

ственной вентиляции газоходов. Паровая турбина благодаря высокому качеству напыленной тепловой изоляции остывает медленно (до 100 ч, если не были применены специальные меры для расхолаживания). Поэтому характер пуска определяется температурным состоянием турбины, а последнее определяется временем нахождения в резерве.

В табл. 7.2 даны продолжительности этапов пуска блоков из разных температурных состояний и потери топлива при пуске. Из нее видно, что с сокращением времени нахождения в резерве снижается продолжительность этапов повышения частоты вращения и нагружения.

7.5. Мобильность энергоблоков

Когда энергоблок несет нагрузку N_n ниже номинальной, он располагает вращающимся резервом в размере $\Delta N_{n,p} = N_{\max} - N_n$. Этот вращающийся резерв может быть частично реализован при подхвате нагрузки в энергосистеме при резком нарушении равенства между генерируемой мощностью и нагрузкой потребителя N_n . Величина $\Delta N_{\text{нач}}$ носит название начального дефицита, который возникает при аварийном останове энергоблока или группы энергоблоков либо при отключении линии электропередачи. При появлении дефицита мощности происходит изменение частоты в энергосистеме. Скорость изменения частоты со временем описывается уравнением:

$$\frac{df}{dt} = \frac{\Delta N_{\text{нач}} - \Delta N_n - \Delta N_{\text{ту}}}{T N_n} f_0 \quad (7.13)$$

где f , f_0 — текущая и номинальная частоты в энергосистеме; N_n — мощность энергосистемы; T — постоянная, учитывающая инерцию вращающихся масс; ΔN_n — изменение нагрузки потребителя в результате саморегулирования (нагрузка вращающихся агрегатов снижается со снижением частоты вращения); $\Delta N_{\text{ту}}$ — подхват нагрузки турбогенераторами.

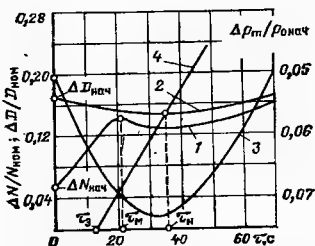


Рис. 7.4. Процесс наброса нагрузки для энергоблока 200 МВт с барабанным котлом:

1 — уменьшение мощности; 2 — изменение пропускной способности ЦВД; 3 — падение давления пара перед турбиной; 4 — изменение паровой нагрузки котла

Согласно (7.13) при появлении $\Delta N_{\text{нач}}$ падение частоты задерживается за счет механической инерции вращающихся масс T , саморегулирования потребителя ΔN_n и подхвата нагрузки турбогенераторами $\Delta N_{\text{ту}}$. В результате подхвата нагрузки падение частоты замедляется и прекращается, а затем частота может начать восстанавливаться.

На рис. 7.4 показан переходный процесс наброса нагрузки для блока 200 МВт с барабанным котлом. При снижении частоты регулятор скорости турбины дает команду на открытие регулирующих клапанов, в результате чего происходит наброс паровой нагрузки. На рис. 7.3 наброс паровой нагрузки показан как мгновенный и отложен по оси ординат. Этомуначальному набросу $\Delta P_{\text{нач}}$ соответствует начальный подхват нагрузки $\Delta N_{\text{нач}}$ за счет ЦВД. Подхват мощности за счет ЦСД и ЦНД растягивается во времени из-за наличия паровой емкости системы промежуточного перегрева пара. Поэтому максимальный подхват нагрузки сдвигается во времени и достигается через τ_m . Наброс паровой нагрузки осуществляется за счет аккумулирующей способности котла, который может выдавать дополнительное количество пара при снижении давления. При открытии

регулирующих клапанов турбины пропуск пара возрастает, что вызывает падение давления пара в котле, а это приводит к реализации его аккумулялирующей способности. При увеличении расхода пара возрастает гидравлическое сопротивление в пароперегревателе и паропроводах, что дает дополнительное падение давления пара перед турбиной. Пропуск пара через открытые клапаны турбины пропорционален давлению пара перед ними и снижается при снижении давления. Поэтому пропуск пара через турбину после начального наброса снижается в соответствии с падением давления пара, что сказывается на изменении значения $\Delta N_{\text{т}}$.

Подхват нагрузки достигает максимума через промежуток времени t_m , после чего снижается. Падение давления за котлом p_k при увеличении расхода пара на величину ΔD за счет аккумулялирующей способности котла определяется:

$$dp_k = - \frac{\Delta D}{\Delta D_{\text{ак}}} \cdot d\tau. \quad (7.14)$$

Аккумулялирующая способность котла выражается количеством дополнительного пара, образующегося за счет высвобождения теплоты при снижении давления на 1 МПа; для барабанного котла она определяется (кг/МПа) следующим образом:

$$\Delta D_{\text{ак}} = \frac{0,75 G_m c_m \Delta t_m + \rho_v V_b c_p \Delta t_n}{r} + V_n \Delta \rho_n, \quad (7.15)$$

где r — теплота парообразования; G_m — масса металла испарительных поверхностей нагрева; c_m, c_p — теплоемкость металла и воды; Δt_n — изменение температуры насыщения при изменении давления на 1 МПа; V_b, V_n — водяной и паровой объемы котла; водяной объем котла составляют водяной объем барабана и циркуляционных контуров, а в паровой объем входят паровой объем барабана и пароперегревателя, а также объем пара в испарительных трубках; ρ_b, ρ_n — плотности воды и насыщенного пара.

Расчетные данные об аккумулялирующей способности некоторых котлов приведены ниже:

Марка котла	ТГ-230	ТГМ-96	ТГ-100
Давление пара, МПа	9,9	13,7	13,7
Паропроизводительность, кг/с	64	117	178
Аккумулялирующая способность, кг/МПа	1580	2570	3770
кг/% $\rho_{\text{ном}}$	158	328	518
Марка котла	ПК-33	ТПП-210	
Давление пара, МПа	13,7	23,5	
Паропроизводительность, кг/с	178	264	
Аккумулялирующая способность, кг/МПа	1570	1100	
кг/% $\rho_{\text{ном}}$	214	258	

Проведенные исследования показали, что значение подхвата электрической нагрузки турбогенераторами в первые секунды пропорционально падению частоты Δf :

$$\Delta N_{\text{т}} = M \Delta f, \quad (7.16)$$

где M — коэффициент пропорциональности, который можно назвать мобильностью:

$$M = M_{\text{стат}} K_{\text{емк}} K_{\Delta p}. \quad (7.17)$$

При этом

$$M_{\text{стат}} = N_{\text{ном}} / \delta f_{\text{ном}}, \quad (7.18)$$

где δ — коэффициент статической неравномерности регулирования.

Так, для турбины 200 МВт $M_{\text{стат}} = 200 / 0,04 \cdot 50 = 100$ МВт/Гц. Понижающие коэффициенты $K_{\text{емк}}$ и $K_{\Delta p}$ учитывают влияние емкости системы промежуточного перегрева и падения давления пара перед турбиной. Для турбоустановки К-200-130 расчетным путем было получено $M = 60$ МВт/Гц, что означает $K_{\text{емк}} K_{\Delta p} = 0,60$. Для турбоустановки Т-100-130 при конденсационном режиме $M = 35$ МВт/Гц; это означает, что при $M_{\text{стат}} = 50$ МВт/Гц $K_{\text{емк}} = 1,0$; $K_{\Delta p} = 0,7$. Подставив значение $\Delta N_{\text{т}}$ из (7.16) в (7.13), а также приняв $\Delta N_{\text{п}} = c_p N_c \Delta f = C_p \Delta f$, получим

$$\frac{df}{d\tau} = \frac{\Delta N_{\text{пч}} - (C_p + \Sigma M) \Delta f}{T N_c} f, \quad (7.19)$$

где ΣM — суммарная мобильность всех турбоустановок энергосистемы.

Если энергосистема состоит из i однотипных турбоустановок, то $\Sigma M = iM$. После интегрирования уравнения (7.19) получаем выражение для определения изменения частоты в энергосистеме при набросе нагрузки:

$$\Delta f = \frac{\Delta N_{\text{нач}}}{C_{\Sigma} + \Sigma M} \left[1 - \exp \left(-\frac{C_{\Sigma} + \Sigma M}{T N_c} f_0 \tau \right) \right]. \quad (7.20)$$

Пример. Система состоит из 15 блоков по 200 МВт, $C_{\Sigma} = 0,015$; $\Sigma M = 15 \cdot 60 = 900$ МВт/Гц. Принимая $\Delta N_{\text{нач}} = 600$ МВт, $T = 20$ с. Подставляем исходные данные в (7.20):

$$\begin{aligned} \Delta f &= \frac{600}{0,015 \cdot 8000 + 900} \left[1 - \exp \left(-\frac{45,0 + 900}{20 \cdot 8000} 50 \tau \right) \right] = \\ &= 0,635 [1 - \exp(-0,8\tau)]. \end{aligned}$$

По полученной формуле имеем:

τ , с	1,0	2,0	4,0
Δf , Гц	0,35	0,51	0,615

В рассмотренном примере в результате появления начального дефицита мощности, равного 20%, происходит падение частоты в энергосистеме, которое тормозится подхватом нагрузки. Уже через 4 с падение частоты достигает 0,615 Гц, т.е. в рассмотренном случае требуется действие автоматической разгрузки по частоте. В подхвате нагрузки в примере участвуют все блоки, что возможно лишь ночью, когда блоки разгружены и располагают вращающимся резервом.

7.6. Отказы и аварии

Отказом в работе называется событие, заключающееся в нарушении работоспособности оборудования электростанции, электрической или тепловой сети и энергосистемы. Отказы в работе могут приводить к частичному снижению производительности оборудования, к полному останову, к останову с повреждениями. Каждый отказ в работе

регистрируется, анализируется, классифицируется в соответствии с инструкцией. В зависимости от характера отказа, степени повреждения оборудования и последствий отказы подразделяются на аварии, отказы в работе I степени, отказы в работе II степени и потребительские отключения. В табл. 7.3 даются признаки классификации отказов как аварии или отказов I степени.

Материалы по отказам и авариям систематизируются, выпускаются ежемесячные обзоры по Минэнерго СССР, выпускаются противаварийные циркуляры, перерабатываются инструкции.

При классификации отказов учитывается подразделение оборудования на группы А, Б, В. Так, к группе А относятся котлы 420 т/ч и более, энергоблоки 150 МВт и более и т. д.

7.7. Аварийные ситуации

В ежемесячных обзорах отказов определяется доля отказов по вине персонала. Среди этих аварий и отказов значительная часть является следствием аварийных ситуаций, возникающих на энергоблоке при появлении отклонений главных параметров. Под главными понимают параметры энергоблока, отклонения которых за установленные пределы приводят к срабатыванию защиты на останов энергоблока. Оператор на блочном щите узнает об отклонении главного параметра по загоранию светового табло. Для отыскания причины аварийной ситуации, принятия решения о проведении необходимых переключений оператор располагает ограниченным временем — это время от загорания табло до достижения предельного значения главного параметра, при котором и срабатывает защита. Как показали специальные наблюдения, наиболее трудным оказывается отыскание причины отклонения параметра, что и приводит к тому, что оператор не справля-

Снижение уровня в Д = 0,675 МПа может привести к срыву бустерных насосов и останову

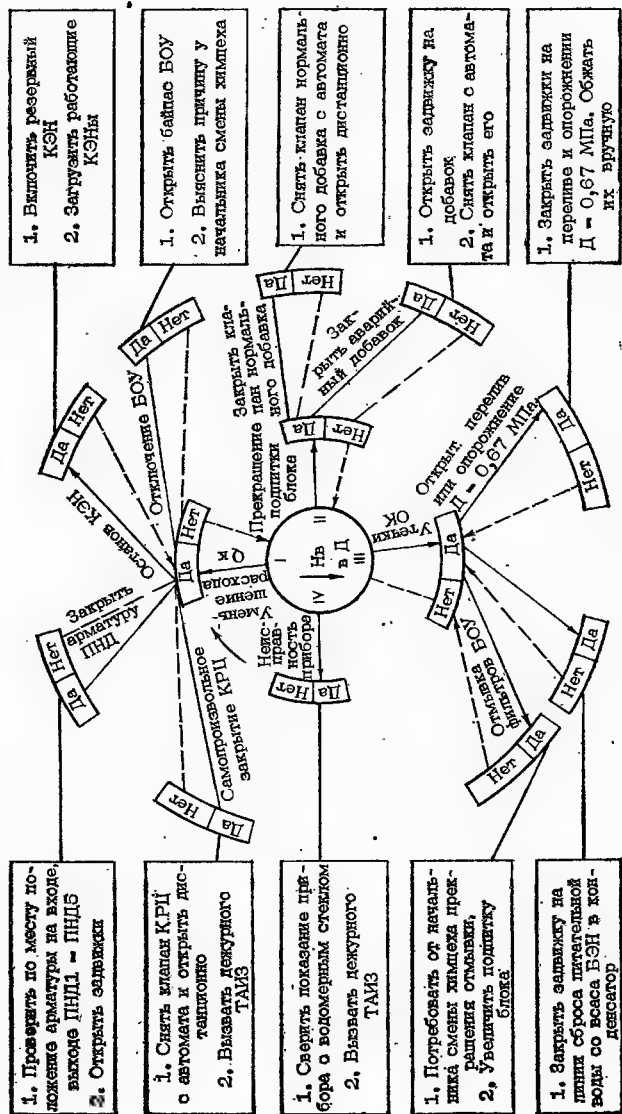


Рис. 7.6. Противаварийная карта для аварийной ситуации — снижения уровня воды в деаэрационном баке

Таблица 7.3. Признаки классификации аварий и отказов в работе энергетического оборудования

Последствия отказа	Авария	Отказ I степени
Перерыв в питании одного и более потребителей I категории	$>2,5$ ч	От 30 мин до 2,5 ч
Недоотпуск электроэнергии	>20 тыс. кВт·ч	От 5 до 20 тыс. кВт·ч
Недоотпуск теплоты	100 Гкал	От 50 до 100 Гкал
Полный сброс нагрузки даже при сохранении собственных нужд	При $N_{уст} > 100$ МВт	$N_{уст} = 25 \div 100$ МВт
Снижение электрической нагрузки на 50% против диспетчерского задания продолжительностью более 1 ч	При нагрузке 500 МВт и выше	При нагрузке 100–500 МВт
Повреждение одной и более секций сборных шин 330 кВ и выше, потребовавшее восстановительного ремонта в течение	>8 ч	≤ 8 ч
Повреждение оборудования группы А, требующее восстановительного ремонта в течение	>7 сут	≤ 7 сут
Разрушение котла, турбины, генератора, трансформатора (невозстановимое)	—	—
Обрушение строительных конструкций	Группа А на срок >3 сут	≤ 3 сут
Пожар, вызвавший останов оборудования	Группа Б на срок >3 сут	≤ 3 сут
Прекращение циркуляции сетевой воды в магистральных тепловой сети	>5 ч	От 2 до 5 ч
Снижение частоты ниже 49,5 Гц	>1 ч	От 30 мин до 1 ч

ется с этой задачей. В помощь оператору разработаны противоаварийные карты для каждой из возможных аварийных ситуаций (так, для блока с турбиной Т-250-240 оказалось, что число таких аварийных ситуаций с отклонениями главных параметров равно 23).

На рис. 7.5 приведена противоаварийная карта для аварийной ситуации — снижения температуры свежего пара за прямоточным котлом энергоблока с турбиной Т-250-240. В карте рассмотрены восемь типов отказов, приводящих к снижению температуры свежего пара: увеличение расхода питательной воды по ниткам котла; увеличение расхода питательной воды на впрыск; снижение температуры питательной воды; уменьшение расхода воздуха; снижение расхода мазута; снижение расхода газа; ухудшение качества мазута (обводнение мазута, несправность работы мазутной форсунки).

Указанные отказы, приводящие к изменению главного параметра, обязаны своим появлением первич-

ным отказам, которые также указаны на карте. Так, увеличение расхода питательной воды по ниткам котла может произойти из-за открытия регулирующего клапана турбонасоса или регулирующего питательного клапана котла; снижение температуры питательной воды может произойти из-за отключения группы подогревателей высокого давления, закрытия паровых задвижек на отборах турбины, открытия запорной арматуры мимо ПВД.

Причины отказов пронумерованы на карте в соответствии с вероятностью их наступления.

На рис. 7.6 приведена противоаварийная карта для аварийной ситуации — снижения уровня воды в деаэраторном баке.

ВОПРОСЫ К СЕДЬМОЙ ГЛАВЕ

1. Почему впрыск воды в промежуточный пароперегреватель котла снижает тепловую экономичность энергоблока?
2. Как удерживать энергоблок на холостом ходу при полном сбросе нагрузки?
3. Какие факторы определяют уровень технического минимума нагрузки энергоблока?

4. Чем определяются потери теплоты при пуске энергоблока, как определить их экспериментально?

5. Как протекает переходный процесс наброса нагрузки?

6. В чем сущность регулирования мощности энергоблока скользящим давлением?

7. В чем особенности пусковой схемы энергоблока с прямоточным котлом?

8. Как осуществляется классификация отказов?

9. Каково основное назначение противоаварийных карт?

Глава восьмая

Технико-экономические показатели и методика сравнения вариантов строительства ТЭС

8.1. Основные технико-экономические показатели ТЭС

В гл. 2 были рассмотрены величины, характеризующие тепловую экономичность электростанций: КПД, удельные расходы натурального или условного топлива. Не менее важным экономическим показателем ТЭС являются так называемые удельные капиталовложения k , равные отношению средств, затраченных на сооружение электростанции, K (эти средства называются полным капиталовложениями, или полной стоимостью) к установленной мощности ТЭС N_y :

$$k = K/N_y. \quad (8.1)$$

Производительность труда на ТЭС принято характеризовать штатным коэффициентом Π — количеством эксплуатационного персонала, приходящегося на 1 МВт установленной мощности.

При проектировании электростанции всегда стремятся повысить КПД и уменьшить удельные капиталовложения и штатный коэффициент. Однако далеко не всегда удается одновременно выполнить эти требования. Для достижения высокого КПД необходима, как правило, установка более сложного и, следовательно, более дорогого оборудования; стремление уменьшить количество обслуживающего персонала требует дополнительных затрат на механизацию и автоматизацию технологических процессов. Отыскание оптимальных соотношений между упомянутыми техническими и экономическими показателями ТЭС,

при которых достигается наибольший народнохозяйственный эффект, является одной из важнейших задач. Методы ее решения рассматриваются в этой главе.

8.2. Структура капиталовложений в тепловые электростанции

Суммарные капиталовложения в ТЭС складываются из затрат на сооружение объектов производственного назначения, а также объектов жилищного и культурно-бытового назначения, просвещения и здравоохранения (жилого поселка). Последние предназначаются для строительства монтажного и эксплуатационного персонала. Затраты на жилой поселок (по отношению к затратам на производственные объекты) составляют: для ТЭЦ и ГРЭС мощностью до 1800 МВт — 15—20%, для ГРЭС мощностью более 1800 МВт — 10—15%.

Таблица 8.1. Распределение капиталовложений в ГРЭС $N_y = 2400$ МВт ($6 \times K-300-240$) по видам затрат

Статья затрат	Капиталовложения, %
Оборудование с монтажом	60
В том числе монтаж оборудования	13
Строительные работы	37,5
Прочие затраты (проектирование, изыскание, транспорт оборудования, материалы и т. д.)	2,5
Всего	100

Таблица 8.2. Распределение капиталовложений по объектам производственного назначения ГРЭС
 $N_{\text{г}}=2400 \text{ МВт}$ (8ХК-300-240)

Объект	Капиталовложения
Главный корпус с дымовыми трубами	61
В том числе блочное оборудование	57
Система технического водоснабжения	9
Транспортное хозяйство	5
Повысительные трансформаторы и главное распределительное устройство (ГРУ)	5
Топливное хозяйство	3
Прочие объекты и сооружения	17
Всего	100

В табл. 8.1—8.3 приведено распределение капиталовложений в производственные объекты.

Из табл. 8.1 следует, что на строительные и монтажные работы, которые выполняются непосредственно на месте сооружения ТЭС, приходится половина капиталовложений. Следовательно, темпы сооружения электростанции существенно зависят от организации работ на строительно-монтажной площадке. Чтобы быстро и экономично возводить сооружения и монтировать

оборудование, необходимы промышленные методы ведения работы, применение высокопроизводительных машин, монтаж конструкций и оборудования крупными узлами и блоками, широкая унификация и стандартизация.

Наибольшая доля капиталовложений в ТЭС приходится на главный корпус (табл. 8.2), а в пределах главного корпуса — на тепломеханическое оборудование (табл. 8.3).

На величину капиталовложений в ТЭС существенно влияет вид сжигаемого топлива. Если стоимость электростанции на каменном угле принять за 100%, то для ТЭС на газомазутном топливе и буром угле при прочих равных условиях она составит соответственно 85—87% и 102—103%. Капиталовложения зависят также от района строительства: в отдаленных районах и районах с суровыми климатическими условиями k на 5—7% больше, чем, например, в центре европейской части страны. Но даже в пределах одного и того же района капиталовложения могут отличаться весьма заметно из-за различия в условиях водоснабжения, геологических условий, протяженности подъездных путей и других факторов, зависящих от конкретных условий места строительства.

Таблица 8.3. Распределение капиталовложений по элементам главного корпуса ГРЭС
 $N_{\text{г}}=2400 \text{ МВт}$ (8ХК-300-240)

Оборудование	Капиталовложения, %	Оборудование	Капиталовложения, %
Теплотехническое	62	Электротехническое	8,5
В том числе:		В том числе:	
собственно турбина	10	генераторы с выводами	6
конденсатор, система регенерации и другое вспомогательное оборудование турбины	6	система собственного расхода	2,5
собственно котел	23	Тепловой контроль и автоматика (при установке ЭВМ)	9
тягодутьевая установка, пылеприготовление, золоулавливание и другое вспомогательное оборудование котла	10	Строительная часть	18
водопитательная установка (питательные насосы, деаэраторы, обескисливание конденсата и др.)	4	В том числе:	
станционные трубопроводы	9	общестроительные работы	12
		обмуровочные и изоляционные работы	6
		Прочие элементы (грузоподъемные механизмы, противопожарное оборудование и т. д.)	2,5
		Всего по главному корпусу	100

8.3. Влияние единичной мощности блоков и мощности КЭС на капиталовложения

Около 95% капиталовложений в главный корпус ГРЭС 8×300 МВт приходится на блочное оборудование и относящиеся к нему строительные конструкции. Если увеличивать количество однотипных блоков, то удельные капиталовложения в блочное оборудование главного корпуса останутся неизменными. Изменяются лишь удельные капиталовложения в общестанционное оборудование главного корпуса. Но поскольку доля капиталовложений в это оборудование невелика (для ГРЭС 8×300 МВт — около 5%), то и общие изменения капиталовложений в главный корпус будут незначительными — они уменьшатся на 1,5—2% при удвоении количества блоков.

Если же увеличивать единичную мощность блока, то удельные капиталовложения в его элементы будут уменьшаться. Так, при увеличении мощности турбины с 300 до 500 МВт масса и стоимость, приходящиеся на 1 кВт турбинного оборудования, снижаются на 20%. Капиталовложения в котлоагрегат паропроизводительностью 1000 т/ч на 8—10% меньше, чем в два котла по 500 т/ч каждый. Увеличение диаметра трубопровода в 2 раза повышает его пропускную способность в 5—5,5 раза, а массу — лишь в 4 раза. Укрупнение аппаратов и механизмов экономически целесообразно, как правило, даже в тех случаях, когда прямые начальные затраты на них не уменьшаются, как, например, для угле-размольных мельниц. Но и тогда уменьшение количества элементов за счет их укрупнения упрощает компоновку, уменьшает протяженность трубопроводных и кабельных коммуникаций, упрощает управление и контроль, следовательно, и количество приборов и аппаратов технологического контроля, управления и автоматизации уменьшается.

Удельные капиталовложения системы КИП и автоматики для блока 500 МВт на 15% меньше, чем для блоков 300 МВт, что достигается благодаря укрупнению основного и вспомогательного оборудования. Иногда при укрупнении оборудования изменяется технология его изготовления, что может привести к увеличению удельной стоимости. Так, толстостенные трубы большого диаметра (377×70) могут пока изготавливаться только сверлением кованой заготовки, а не горячей прокаткой, которая значительно дешевле. Такого рода технологических сложностей обычно удается со временем избежать и в результате достичь снижения удельных капиталовложений в ТЭС заданной мощности за счет увеличения единичной мощности агрегатов.

Зависимость удельных капиталовложений в блочную часть главного корпуса от единичной мощности блоков при одинаковой мощности КЭС показана на рис. 8.1. Удельные капиталовложения в систему технического водоснабжения, главное распределительное устройство (ГРУ) и повысительные трансформаторы ГРЭС 8×300 МВт составляют соответственно 9 и 5% (см. табл. 8.2).

Практика проектирования электростанций показывает, что с увеличением мощности КЭС удельные капиталовложения в систему технического водоснабжения остаются неизменными. Неизменными остаются и удельные капиталовложения в главное распределительное устройство и повысительные трансформаторы. Последнее обусловлено следующим. С увеличением мощности ТЭС происходит укрупнение электротехнического оборудования и снижение доли резервных элементов, что уменьшает удельные затраты на них. Одновременно с увеличением мощности, как правило, растет напряжение, при котором электроэнергия выдается в сеть, что приводит к удорожанию оборудования. Влияние обоих факторов

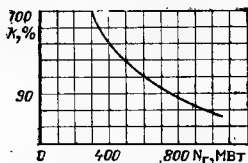


Рис. 8.1.

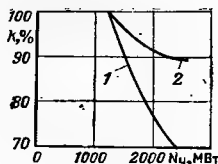


Рис. 8.2.

Рис. 8.1. Удельные капиталовложения в блочную часть главного корпуса в зависимости от мощности блока

Рис. 8.2. Удельные капиталовложения в ГРЭС с блоками 300 МВт:

1 — объекты и оборудование, расположенные вне главного корпуса (без технического водоснабжения и ГРУ); 2 — ГРЭС в целом

примерно одинаково, и в результате удельные капиталовложения в ГРУ практически не изменяются.

Если мощность КЭС увеличивается только за счет количества установленных блоков, то удельные капиталовложения в блочное оборудование главного корпуса, как уже отмечалось, практически не меняются. 70% капиталовложений в КЭС при увеличении ее мощности за счет увеличения количества блоков остаются неизменными. Капиталовложения в остальные объекты ГРЭС (топливоподачу, транспорт, химводоочистку, маслохозяйство и т. д.), напротив, существенно зависят от мощности КЭС. Так, при удвоении мощности электростанции с 1200 до 2400 МВт полная стоимость топливоподачи возрастает лишь на 33%, что обусловлено почти неизменным составом оборудования разгрузочного устройства; протяженность и стоимость дорог

увеличивается только в 1,3—1,5 раза; химводоочистки — на 10—15% и т. д.

Поскольку мощность ГРЭС возрастает быстрее, чем затраты, удельные капиталовложения в эти объекты снижаются, что приводит к уменьшению удельных капиталовложений в электростанцию в целом. На рис. 8.2 показано изменение удельных капиталовложений в объекты и оборудование вне главного корпуса (кроме технического водоснабжения и ГРУ) и в КЭС с однотипными блоками в целом в зависимости от ее мощности. Из рисунка видно, что при удвоении мощности станции удельные капиталовложения снижаются примерно на 10% только за счет вспомогательных объектов, поскольку удельные капиталовложения для главного корпуса, водоснабжения и ГРУ не меняются.

Особенно эффективно увеличение мощности электростанции при одновременном повышении единичной мощности блоков, что видно из рис. 8.3. Именно по этому пути идет развитие теплотехники.

8.4. Капиталовложения в ТЭЦ

Удельные капиталовложения в ТЭЦ также зависят от единичной мощности агрегатов и от ее полной мощности. Однако на стоимость ТЭЦ существенное влияние оказы-

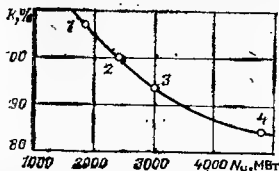


Рис. 8.3. Удельные капиталовложения в ГРЭС:

1 — 6x300 МВт; 2 — 8x300 МВт; 3 — 6x500 МВт; 4 — 6x800 МВт

вают количество теплоты, отпускаемой на единицу установленной электрической мощности, и параметры отборного пара.

На отопительных ТЭЦ с турбинами типа Т, имеющими регулируемые отборы пара при $p=0,05=0,25$ МПа, расход пара на турбину в 1,2—1,3 раза больше, чем у конденсационных турбин такой же электрической мощности. Вследствие этого на ТЭЦ устанавливаются более крупные, чем на ГРЭС, котлы и вспомогательное оборудование при равной мощности турбин. Кроме того, на ТЭЦ устанавливается специальное оборудование для подогрева сетевой воды и ее прокачки, а турбины с регулируемыми отборами сложнее, чем конденсационные. Все это приводит к увеличению стоимости электростанции. Единичная мощность агрегатов и полная мощность ТЭЦ в 3—5 раз меньше, чем ГРЭС, что дает дополнительное увеличение удельных капиталовложений. В итоге удельная стоимость отопительной ТЭЦ электрической мощностью 500—700 МВт и тепловой мощностью (по отпуску теплоты потребителю) 2800—4200 МВт (2400—3600 Гкал/ч) на 70—80% выше, чем для типовой ГРЭС 2400—4000 МВт.

Удельный расход свежего пара на турбины типа П с производственным отбором давлением 1,0—1,5 МПа в 1,7—1,8 раза больше, чем на турбины без регулируемых отборов. Следовательно, для этих агрегатов нужно еще более мощное котельное и вспомогательное оборудование, чем для турбин типа Т. Но вместе с тем для турбин типа П не требуется оборудование для перекачки и подогрева сетевой воды, что снижает стоимость ТЭЦ, но лишь частично компенсирует дополнительные затраты, связанные с большим расходом пара. В результате удельные капиталовложения в ТЭЦ с турбинами типа П выше, чем с турбинами типа Т, на 5—7%.

8.5. Эксплуатационные затраты и себестоимость продукции ТЭС

Средства, затрачиваемые на топливо, ремонт оборудования, оплату труда персонала, вместе с другими расходами на производство электрической энергии и теплоты называются эксплуатационными затратами. Эти затраты на ТЭС зависят от трех основных факторов, упомянутых в § 8.1: тепловой экономичности, начальных капиталовложений и штатного коэффициента.

От тепловой экономичности зависят затраты на топливо, которые за год составляют

$$I_{\text{тл}} = B^{\text{г}} C_{\text{тл}}, \quad (8.2)$$

где $B^{\text{г}}$ — годового расход топлива, т; $C_{\text{тл}}$ — цена топлива, руб/т.

Так как

$$B^{\text{г}} = b^{\text{сг}} \mathcal{E}_{\text{нт}} 10^{-6}, \quad (8.3)$$

где $b^{\text{сг}}$ — среднегодовой удельный расход топлива на отпуск электроэнергии, г/(кВт·ч); $\mathcal{E}_{\text{нт}}$ — годового отпуск электроэнергии потребителям, кВт·ч, то можно записать

$$I_{\text{тл}} = b^{\text{сг}} \mathcal{E}_{\text{нт}} C_{\text{тл}} 10^{-6}. \quad (8.4)$$

При расчетах по условному топливу

$$I_{\text{тл}} = b_{\text{у}}^{\text{сг}} \mathcal{E}_{\text{нт}} C_{\text{у}} 10^{-6}, \quad (8.5)$$

где $C_{\text{у}}$ — цена условного топлива, руб/т.

От начальных капиталовложений зависят затраты на капитальный ремонт оборудования и реконструкцию — восстановление производственных фондов по истечении срока службы (для ТЭС 30 лет). Эти затраты составляют в год около 7% капиталовложений в производственные объекты

$$I_{\text{к}} = p_{\text{к}} K, \quad (8.6)$$

где $p_{\text{к}} = 0,07$ 1/год.

Годовые эксплуатационные затраты на персонал включают основную зарплату, премии, отчисления на социальное страхование.

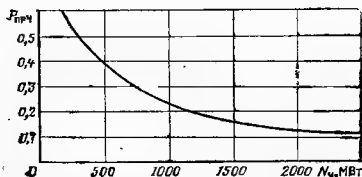


Рис. 8.4. Зависимость от мощности ТЭС коэффициента $p_{прч}$ для определения прочих затрат

Эти затраты составляют

$$I_n = p_n \Pi N_y \cdot 10^{-3}, \quad (8.7)$$

где p_n — 2600 руб./ (чел. год) — средняя годовая зарплата с начислениями на одного работающего; Π — штатный коэффициент, чел./МВт.

Затраты на текущий ремонт, модернизацию оборудования, приобретение инвентаря, техническую учебу персонала и другие цели учитываются прочими затратами, определяемыми из соотношения

$$\begin{aligned} I_{прч} &= p_{прч} (I_K + I_n) = \\ &= p_{прч} (p_K K + p_n \Pi N_y) \cdot 10^{-3}, \end{aligned} \quad (8.8)$$

где $p_{прч}$ — коэффициент, зависящий от мощности электростанции (рис. 8.4).

В сумме годовые эксплуатационные затраты составляют

$$\begin{aligned} I &= I_{эл} + I_K + I_n + I_{прч} = \\ &= b_y^{cr} \mathcal{E}_{нт} U_y 10^{-6} + p_K K + p_n \Pi N_y \times \\ &\times 10^{-3} + p_{прч} (p_K K + p_n \Pi N_y \cdot 10^{-3}). \end{aligned} \quad (8.9)$$

Отношение годовых эксплуатационных затрат к отпущенной за год продукции есть себестоимость.

Количество отпускаемой энергии за год, кВт.ч,

$$\mathcal{E}_{нт} = N_y T_y (1 - \mathcal{E}_{с.н}). \quad (8.10)$$

ГРЭС отпускает потребителям только электроэнергию, себестоимость которой определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} u &= [I_{эл} + I_K + I_n + I_{прч}] / \mathcal{E}_{нт} = \\ &= b_y^{cr} U_{эл} + [p_K k + p_n \Pi \cdot 10^{-3} + \\ &+ p_{прч} (p_K k + p_n \Pi \cdot 10^{-3})] / [T_y (1 - \mathcal{E}_{с.н})]. \end{aligned} \quad (8.11)$$

Методика определения себестоимости продукции ТЭЦ при отпуске потребителям двух видов энергии рассматривается в курсе экономики энергетики.

8.6. Приведенные затраты

Если потребитель будет оплачивать электроэнергию по себестоимости, то этих средств будет достаточно лишь на покрытие текущих расходов и восстановление изношенного оборудования (реновацию), т. е. на простое воспроизводство. Средства на расширенное воспроизводство получаются за счет дополнительных начислений P_n , которые принимаются пропорциональными начальным капиталовложениям:

$$P_n = p_n K, \quad (8.12)$$

где p_n — коэффициент пропорциональности, называемый нормативным коэффициентом эффективности капиталовложений, для энергетики $p_n = 0,12$ 1/год.

Сумма эксплуатационных затрат и дополнительных начислений на расширенное воспроизводство называется годовыми приведенными затратами:

$$Z = I + P_n = I + p_n K. \quad (8.13)$$

Приведенные затраты на единицу отпущенной ГРЭС электроэнергии, или удельные приведенные затраты,

$$z = \frac{Z}{\mathcal{E}_{нт}} = u + \frac{p_n k}{T_y (1 - \mathcal{E}_{с.н})}. \quad (8.14)$$

Чем меньше удельные расчетные затраты, тем экономичнее электростанция. Таким образом, последнее соотношение позволяет сравнивать варианты, в которых отличаются одновременно и издержки производства, и начальные капиталовложения. Следует отметить, что соотношение (8.14) пригодно для сопоставления вариантов с одинаковой выработкой электроэнергии по годам. Если в некотором году по одному из вариантов отпуск электроэнергии составляет $\mathcal{E}_1$ кВт.ч, а по другому $\mathcal{E}_2$ кВт.ч

($\mathcal{E}_1 > \mathcal{E}_2$), то дополнительно должны быть учтены затраты на производство электроэнергии в количестве $\Delta \mathcal{E} = \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2$.

На строящейся ТЭС блоки вступают в эксплуатацию последовательно с интервалом 6—9 мес. Если на стадии предусмотрена установка, например, восьми блоков, то от момента пуска первого блока до ввода последнего проходит 3,5—5 лет. К моменту пуска первого блока выполняется 60—70% работ по общестанционным объектам, которые вначале используются лишь для одного из восьми блоков. В результате происходит замораживание средств и тем большее, чем длительнее общий срок строительства. Это обстоятельство отражается в технико-экономических расчетах соотношением, учитывающим разновременность затрат:

$$K_t = K_1(1 + p_{\text{пр}})^{t-1} + K_2(1 - p_{\text{пр}})^{t-2} + \dots + K_i(1 + p_{\text{пр}})^{t-i} + \dots + K_{t-1}(1 + p_{\text{пр}}) + K_t \quad (8.15)$$

где K_i — капиталовложения в i -м году ($i=1, 2, \dots, t$) от начала строительства; t — длительность строительства в годах; $p_{\text{пр}}$ — коэффициент приведения, 1/год ($p_{\text{пр}} =$

$= 0,1$ /год), равный относительно годовому начислению на замороженные средства.

Таким образом, K_t есть капиталовложения с учетом начислений на замораживание средств. Как видно из (8.15), значение K_t определяется по формуле сложных процентов.

При учете замораживания средств соотношение (8.13) запишется в виде

$$Z = H + p_n K_t \quad (8.16)$$

Эта величина называется приведенными затратами с учетом разновременности капиталовложений.

Соотношением (8.16) следует пользоваться при сравнении вариантов с разным сроком строительства.

ВОПРОСЫ К ВОСЬМОЙ ГЛАВЕ

1. Как изменяются удельные капиталовложения в ГРЭС при увеличении количества блоков? За счет каких объектов происходят эти изменения?

2. Как влияет единичная мощность блоков на удельные капиталовложения в блочное оборудование?

3. Проверьте правильность соотношения

$$H_{\text{тл}} = \frac{123}{\eta_{\text{тл}}} \mathcal{E}_{\text{эл}} C_{\text{у}} \cdot 10^{-6}$$

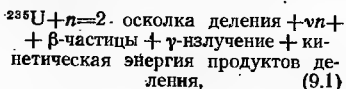
4. Как влияет срок сооружения ТЭС на удельные капиталовложения с учетом замораживания средств?

Глава девятая

Атомные электростанции

9.1. Ядерные реакторы

В природном уране содержится 99,3% изотопов с массовым числом 238 (^{238}U) и 0,7% с массовым числом 235 (^{235}U). При захвате нейтрона ураном-235 протекает следующая ядерная реакция:



где n — обозначение нейтрона; ν — количество образующихся вторичных нейтронов.

Осколками деления чаще всего являются ядра атомов иода и криптона. При распаде 1 г ^{235}U выделяется $86,4 \cdot 10^6$ кДж энергии, причем 85% приходится на кинетическую энергию осколков деления. Эти осколки, сталкиваясь с атомами окружающей среды, тормозятся, и их энергия переходит в энергию теплового движения. Значительная

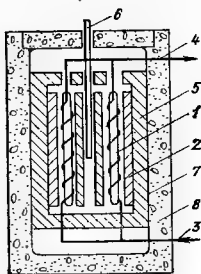


Рис. 9.1.

часть энергии γ -лучей также переходит в теплоту.

Если один из ν -вторичных нейтронов вступит в реакцию (9.1), то будет протекать самоподдерживающаяся реакция, в которой распад одного атома ^{235}U повлечет в дальнейшем распад еще одного атома. Устройство, в котором осуществляется самоподдерживающаяся реакция ядерного деления, называется **ядерным реактором** (рис. 9.1).

Ядерное горючее в реакторе размещают в так называемых тепловыделяющих элементах — твэлах (рис. 9.2). При реакции (9.1) образующиеся нейтроны имеют энергию E_n около 5 МэВ. При такой энергии очень мала вероятность того, что произойдет реакция распада. Если энергию нейтронов снизить до энергии теплового движения $E_n = kT = 0,025$ эВ ($k = R_\mu / N_{\text{Ав}}$ — постоянная Больцмана; R_μ — универсальная газовая постоянная, рассчитанная на 1 моль; $N_{\text{Ав}}$ — число Авогадро; T — абсолютная температура среды), то вероятность реакции возрастает в 1000 раз. Нейтроны с такой энергией называются медленными, или тепловыми. Для снижения энергии нейтронов служит **замедлитель** (обычная или тяжелая вода, графит), имеющий в своем составе легкие атомы.

Тяжелые атомы для этого непригодны: нейтрон, сталкиваясь с тяжелым атомом, отскакивает от не-

Рис. 9.1. Упрощенная схема ядерного реактора:

1 — тепловыделяющий элемент; 2 — замедлитель; 3, 4 — подвод и отвод теплоносителя; 5 — отражатель; 6 — регулирующий стержень; 7 — корпус; 8 — биологическая защита

Рис. 9.2. Тепловыделяющий элемент:

1 — ядерное горючее; 2 — оболочка

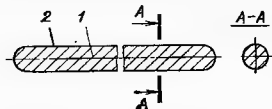


Рис. 9.2.

го как шарик от тяжелого предмета, почти не теряя скорости. Для того чтобы нейтроны не покинули реактор, твэлы окружены **отражателем**. Нейтроны, попадающие в отражатель, накапливаются в нем, участвуя в тепловом движении.

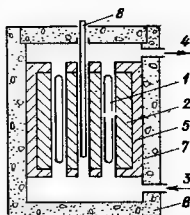


Рис. 9.3. Упрощенная схема газографитового реактора (обозначения те же, что и на рис. 9.1)

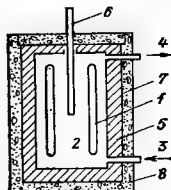


Рис. 9.4. Упрощенная схема водо-водяного реактора (обозначения те же, что и на рис. 9.1)

Часть их уходит в окружающую среду, а часть возвращается обратно в реактор. Благодаря этому уменьшается бесполезная потеря нейтронов. Тепловые нейтроны, скопившиеся вблизи твэлов, образуют как бы нейтронное облако, в котором они ведут себя подобно другим

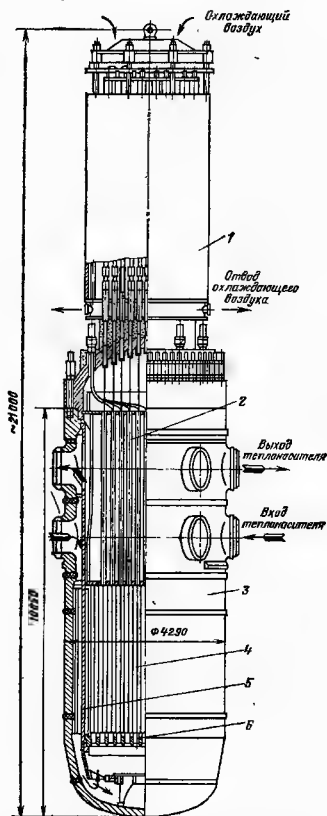


Рис. 9.5. Водно-водяной реактор типа ВВЭР-1000 для блока электрической мощностью 1000 МВт. Продольный разрез:

1 — верхний кожух; 2 — верхний блок защитных труб; 3 — корпус реактора; 4 — активная зона; 5 — шахта реактора; 6 — нижняя опорная плита

частицам материи: сталкиваются с атомами, обмениваясь энергией (тепловое движение), диффундируют в места, где их концентрация ниже. Нейтроны, находящиеся вблизи ядер урана, захватываются ими. На место поглощенных нейтронов из замедлителя диффундируют новые. В свою очередь нейтроны, вылетающие из твэлов, пополняют их запас в замедлителе. Выделяющаяся при распаде теплота передается циркулирующей в трубках (каналах) жидкости, называемой теплоносителем. Этот тип реакторов называется *канальным*. В качестве теплоносителя в них используется вода, а замедлителя — графит.

На рис. 9.3 показан другой тип реактора, называемый *корпусным*. Теплоноситель — углекислый газ — движется в нем не в каналах, а в корпусе, заполняя весь его свободный объем. Замедлителем является графит. Такой реактор называется *газографитовым* или *уран-графитовым*.

На рис. 9.4 представлена конструктивная схема корпусного реактора, в котором вода является одновременно и замедлителем, и теплоносителем. Такие реакторы называются *водо-водяными*. Общий вид такого реактора показан на рис. 9.5.

9.2. Тепловые схемы АЭС

Если теплоноситель является одновременно и рабочим телом теплового цикла (рис. 9.6,а), то АЭС называется *одноконтурной*. Если же теплота, воспринятая в реакторе теплоносителем, передается рабочему телу в предусмотренном для этого теплообменнике (рис. 9.6,б), то АЭС называется *двухконтурной*.

На одноконтурных АЭС в СССР сооружены каналные реакторы с графитовым замедлителем. В них непосредственно генерируется пар, поступающий в паровую турбину. На Белоярской АЭС в таких реакторах генерируется перегретый пар для турбин на параметры 8,8 МПа, 500 °С типа К-100-90.

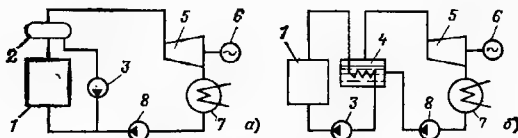


Рис. 9.6. Технологические схемы АЭС:

а — одноконтурная; б — двухконтурная; 1 — реактор; 2 — барабан-сепаратор; 3 — насос циркуляции теплоносителя; 4 — парогенератор; 5 — турбина; 6 — генератор; 7 — конденсатор; 8 — питательный насос

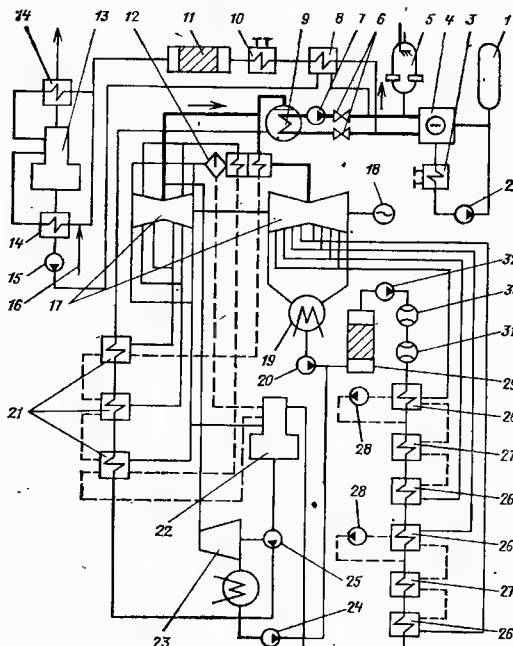


Рис. 9.7. Принципиальная тепловая схема блока с реактором ВВЭР-1000 и турбиной К-1000-60/1500:

1 — емкость для аварийного запаса раствора бора; 2, 3 — насос и теплообменник системы аварийного расхолаживания; 4 — реактор; 5 — компенсатор объема; 6 — главный циркуляционный насос; 7 — главный циркуляционный насос; 8 — водо-водяной теплообменник системы продувки; 9 — парогенератор; 10 — теплообменник на технической воде системы продувки; 11 — фильтр очистки реакторной воды; 12 — турбинный сепаратор-пароперегреватель; 13 — деаэрактор системы подпитки и продувки первого контура; 14 — теплообменник к поз. 13; 15 — насос продувки и подпитки; 16 — подвод подпитки 1-го контура; 17 — турбина; 18 — генератор; 19 — конденсатор; 20 — конденсатный насос 1-го подъема; 21 — ПВД; 22 — деаэрактор основной; 23 — турбопривод конденсационный к питательному насосу; 24 — питательный турбинанасос; 25 — ПВД; 26 — охладители дренажа; 27 — сливные насосы; 28 — фильтры очистки турбинного конденсата; 29 — эжектор конденсатора; 30 — эжектор уплотнений турбины; 31 — конденсатный насос 2-го подъема

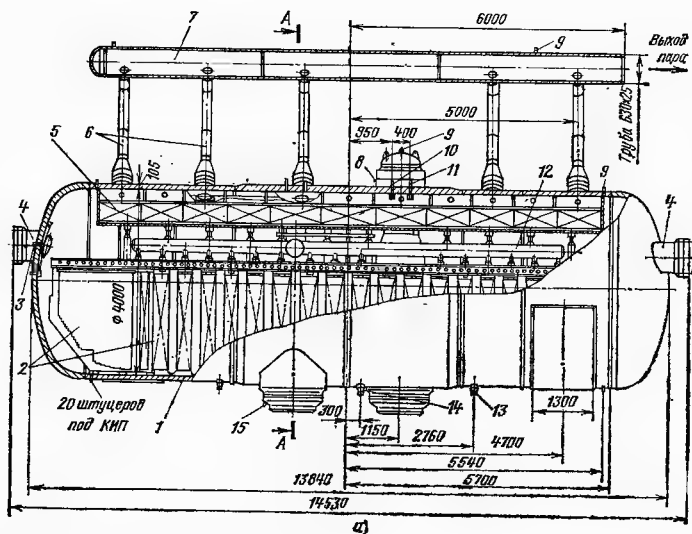


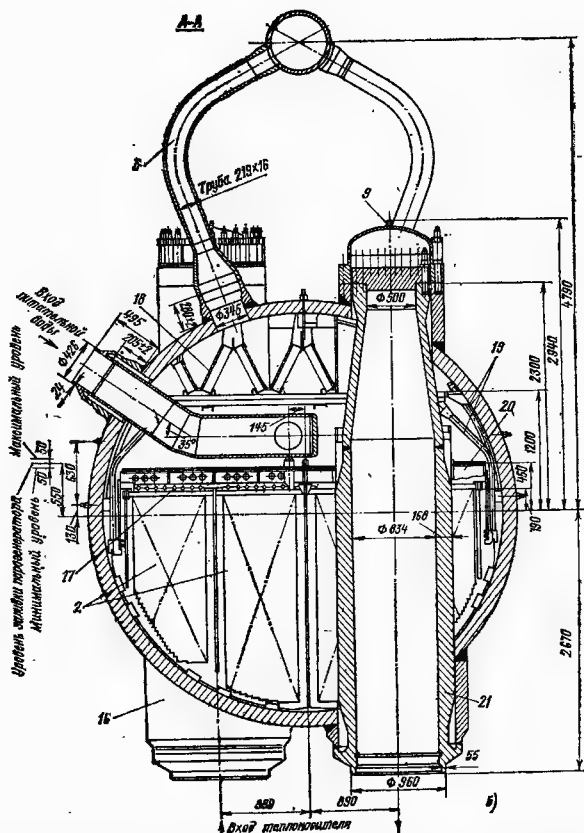
Рис. 9.8. Парогенератор блока с ВВЭР-1000:

а-б — продольный и поперечный разрезы; 1 — корпус; 2 — трубный пучок; 3 — штуцер уровнемера; 4 — люк-лаз; 5 — секция жалюзийного сепаратора; 6 — паропроводящие трубы; 7 — коллектор сухого пара; 8 — штуцер контроля утечек второго контура; 9 — штуцер для воздушника второго контура; 10 — штуцер контроля утечек первого контура; 11 — штуцер для воздушника первого контура; 12 — коллектор раздачи питательной воды; 13 — штуцер периодической продувки; 14 — штуцер непрерывной продувки; 15 — штуцер дренажа; 16 — входной коллектор теплоносителя; 17 — труба раздачи питательной воды; 18 — пароприемный щит; 19 — труба отвода отсепарированной влаги; 20 — дымчатый погружной щит; 21 — выходной коллектор теплоносителя

На Ленинградской и ряде других одноконтурных АЭС установлены каналные реакторы типа РБМК-1000, генерирующие насыщенный пар давлением 7 МПа (перед турбинами 6,5 МПа). У реакторов этого типа нет пароперегревателей, что не только упрощает их конструкцию, но и позволяет достигнуть более глубокого выгорания ядерного горючего и уменьшить его расход несмотря на меньший КПД турбины. По этой причине на современном этапе каналные реакторы, генерирующие насыщенный пар, оказались более целесообразными, чем генерирующие перегретый пар.

Широкое распространение в СССР получили двухконтурные

АЭС с корпусными водо-водяными энергетическими реакторами (ВВЭР). На рис. 9.7 показана тепловая схема блока с реактором ВВЭР-1000 и турбиной К-1000-60/1500. Теплоноситель — некипящая вода давлением 16 МПа — циркулирует по четырем параллельным петлям первого контура (на схеме показана одна петля). На каждой петле имеется по одному главному циркуляционному насосу с подачей 19000 м³/ч и по одному парогенератору (рис. 9.8) производительно-стью 1469 т/ч насыщенного пара давлением 6,4 МПа (температура насыщения 278 °С). Пар генерируется за счет охлаждения теплоносителя от температуры $t' = 322$ °С до $t'' = 289$ °С. Количество циркули-



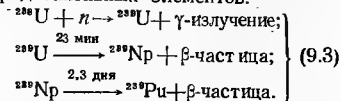
подавления ядерной реакции деления при аварийном останове блока;

3) систему компенсации температурных изменений объема оборудования и воды первого контура и поддержания требуемого давления в нем. Основным элементом этой системы является компенсатор объема 5. Он имеет электрический нагреватель, с помощью которого вода в компенсаторе нагревается до 345°C , что соответствует давлению насыщения 16 МПа, равному давлению в реакторном контуре. Образующийся насыщенный пар заполняет пространство над уровнем воды в компенсаторе объема, тем самым поддерживается требуемое давление, поскольку компенсатор объема и реакторный контур соединены трубой.

Пар от парогенераторов по трубопроводам поступает к турбине с давлением перед стопорным клапаном 6 МПа. Если насыщенный пар такого давления будет расширяться до давления в конденсаторе, то его конечная влажность превысит 20%, что недопустимо по условиям работы последней ступени. Поэтому между ЦВД и ЦСД устанавливается турбинный сепаратор-пароперегреватель 12. В сепараторе влага отделяется от пара (влажность пара за ЦВД составляет около 13%). Затем пар поступает в промежуточный пароперегреватель. Греющей средой в нем является вначале отборный пар, а затем свежий пар.

9.3. Реакторы-размножители

Нейтроны в реакторах захватываются не только ядрами ^{235}U , но и ядрами ^{238}U , ^{239}Np (нептуния) и ^{239}Pu (плутония) — искусственных радиоактивных элементов:



В двух последних уравнениях на стрелках указано время полураспада.

Конечный продукт ^{239}Pu , так же как и ^{235}U , при захвате нейтрона делится с выделением большого количества энергии и образованием вторичных нейтронов деления. Таким образом, в реакторе идут два процесса: распад ^{235}U и генерация нового ядерного горючего ^{239}Pu из ядер ^{238}U . Количество образующихся ядер ^{239}Pu на одно распавшееся ядро ^{235}U называется *коэффициентом воспроизводства* и обозначается K_v . В реакторах на тепловых нейтронах можно получить $K_v = 0,6-0,7$. Но существует возможность создать реакторы с $K_v > 1$, т. е. за счет превращения ^{238}U в плутоний получить нового ядерного горючего больше, чем его использовано. Реакторы, в которых идет такой процесс, называются *реакторами-размножителями*. В этих реакторах нейтроны должны иметь энергию $E_n = 0,1-0,4$ МэВ, поэтому они называются реакторами на быстрых нейтронах в отличие от реакторов на медленных нейтронах, где $E_n \approx 0,025$ эВ.

При захвате ядром ^{235}U нейтроном с энергией 0,1—0,4 МэВ количество образующихся вторичных нейтронов, способных вызвать новое деление ядер, в 1,5 раза больше, чем при $E_n \approx 0,025$ эВ. Эти избыточные нейтроны и расходуются в реакции (9.3). Однако при высоких энергиях вероятность реакции (9.1) снижается, а без протекания этой реакции невозможно превращение (9.3), так как не будет источника нейтронов.

Чтобы повысить вероятность реакции (9.1), необходимо в десятки раз увеличить концентрацию ядер ^{235}U в зоне реакции. Для этого в качестве горючего используют уран, обогащенный изотопом ^{235}U , и активную зону делают очень компактной. Замедлитель в реакторах на быстрых нейтронах не нужен. Снижение энергии нейтронов до 0,1—0,4 МэВ происходит за счет столкновения с ядрами урана. Отражатель изготавливается из ^{238}U . Попадая в отражатель, часть нейтронов за-

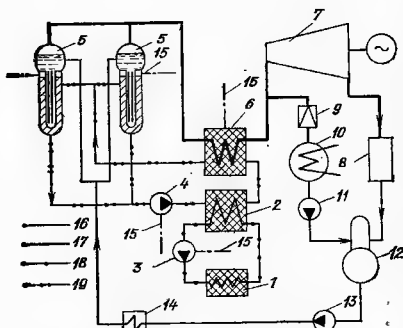


Рис. 9.9. Принципиальная тепловая схема Шевченковской АЭС с реактором на быстрых нейтронах:

1 — реактор; 2 — промежуточный теплообменник; 3 — насос первого контура; 4 — насос второго контура; 5 — испаритель; 6 — пароперегреватель; 7 — противодавленная турбина; 8 — опреснительная установка; 9 — РОУ; 10 — технологический конденсатор; 11 — конденсатный насос; 12 — деаэризатор; 13 — питательный насос; 14 — регенеративный подогреватель; 15 — подвод инертного газа; 16 — питательные трубопроводы; 17 — паропроводы; 18, 19 — трубопроводы натрия первого и второго контуров

хватывается его ядрами, и протекает реакция (9.3). Другая часть нейтронов возвращается в активную зону и вступает в реакцию (9.1) с ^{235}U . Из-за высокой концентрации делящегося материала существенно возрастают тепловые выделения в единице объема. Необходимо поэтому интенсифицировать и отвод теплоты. Этого можно добиться, используя в качестве теплоносителя расплавленный натрий, с помощью которого можно отводить большие тепловые потоки. Но применение расплавленного металла усложняет схему АЭС, поскольку он может застыть в элементах контура циркуляции натрия при нарушении нормального режима работы, и, кроме того, расплавленный

натрий обладает высокой химической активностью.

Схема АЭС с реактором-размножителем и натрием в качестве теплоносителя показана на рис. 9.9. Натрий, циркулирующий в реакторе, имеет повышенную радиоактивность. Если его направить в парогенератор, то в случае разрыва трубоков будет протекать бурная реакция натрия с водой. Поскольку натрий радиоактивен, такая авария привела бы к выбросу радиоактивных продуктов реакции в помещение, что недопустимо. Поэтому передача теплоты от радиоактивного натрия к рабочему телу осуществляется с помощью промежуточного теплоносителя, который нагревается в теплообменнике и затем отдает тепло в парогенераторе. В качестве теплоносителя в промежуточном контуре также используется натрий, но здесь он уже не является радиоактивным, и авария не будет опасной в отношении радиации. Схемы с промежуточным теплоносителем называются *трехконтурными* и состоят из контура теплоносителя, контура промежуточного теплоносителя и контура рабочего тела. На Шевченковской АЭС с реакторами на быстрых нейтронах отработавший в турбине пар используется в установке опреснения морской воды.

ВОПРОСЫ К ДЕВЯТОЙ ГЛАВЕ

1. Напишите реакцию, в результате которой высвобождается ядерная энергия.
2. Что произойдет, если из вторичных нейтронов в реакцию с ^{235}U будет в среднем вступать менее одного нейтрона и более одного нейтрона?
3. В чем преимущества и недостатки одноконтурных АЭС?
4. В результате какой реакции происходит воспроизводство ядерного горючего?
5. Какие требования предъявляются к теплоносителю в реакторах-размножителях?

Централизованное теплоснабжение и тепловые сети

10.1. Системы теплоснабжения

Народное хозяйство СССР потребляет колоссальное количество теплоты для нужд промышленности и бытового потребления. При этом осуществляется линия на централизованное теплоснабжение, суть которого состоит в обеспечении теплотой ряда потребителей из одного источника. Укрупнение источников теплоты дает технические и экономические преимущества. Так, замена большого числа мелких отопительных котельных одной крупной районной котельной дает возможность применить мощные современные водогрейные котлы с высоким КПД, позволяющие существенно снизить численность обслуживающего персонала и загрязнение атмосферы вредными выбросами.

Централизованная система теплоснабжения включает источник теплоты (промышленная и районная отопительная котельная, теплоэлектростанция), трубопроводы для транспорта теплоты (паровые или водяные тепловые сети) и установки потребителей, использующие теплоту для технологических или бытовых нужд.

Централизованное теплоснабжение с ТЭЦ в качестве источника теплоты называется теплофикацией. Последняя благодаря комбинированной выработке электроэнергии и теплоты на ТЭЦ дает существенную экономию топлива.

Технологические потребители являются, как правило, круглогодичными и имеют преимущественно ровный суточный график нагрузки (нефтеперерабатывающие заводы, нефтехимические и химические комбинаты и др.). Некоторые теплопотребляющие предприятия работают в две смены и имеют иочий провал тепловой нагрузки. Подача пара технологическим потребителям осуществляется обычно по однострубно-му паропроводу надземной про-

кладки. Для возврата конденсата после каждого теплообменника у потребителей предусматривается конденсатоотводчик, после которого конденсат поступает в конденсатосборник; из последнего конденсат забирается насосом и подается по конденсатопроводу на ТЭЦ. Рекомендуется применять непрерывную откачку конденсата. Во избежание кислородной коррозии конденсатопроводов применяют закрытые конденсатосборные установки, в которых попадание воздуха исключается созданием избыточного давления посредством паровой подушки.

В установках сбора конденсата осуществляется контроль за его качеством с помощью солемеров, которые дают сигнал на установку перекачивающих насосов в случае превышения нормы загрязнения конденсата.

Давление и потребное количество технологического пара определяются на основании норм и тепловых расчетов теплообменников у потребителей.

Давление отпускаемого на ТЭЦ пара выше, чем давление у потребителя, на значение гидравлического сопротивления подающего паропровода. Диаметр паропровода выбирается на основании технико-экономических расчетов. Снижение диаметра паропровода уменьшает его стоимость, но увеличивает гидравлическое сопротивление, а следовательно, повышает давление пара, отпускаемого от ТЭЦ. Это последнее обстоятельство снижает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

К бытовому потреблению теплоты относятся отопление, вентиляция и горячее водоснабжение. Потребление теплоты на нужды отопления и вентиляции носит сезонный характер.

Отопление действует в холодное время года, в течение отопительного сезона. Начало отопительного се-

зона определяется снижением среднесуточной температуры наружного воздуха ниже $+8^{\circ}\text{C}$ в течение 3 сут подряд. Аналогично определяется и окончание отопительного сезона, только принимается во внимание повышение наружной температуры. Согласно санитарно-гигиеническим нормам температура внутри жилых помещений $t_{\text{в}}$ должна поддерживаться на уровне $+18^{\circ}\text{C}$, в школах, детских садах, поликлиниках и больницах $+20^{\circ}\text{C}$, в общественных зданиях $+16^{\circ}\text{C}$.

Посредством отопительных приборов необходимо передать столько теплоты, сколько теряет здание с тепловыми потерями $Q_{\text{т.п}}$. Величина последних зависит от кубатуры здания по наружному обмеру V , м^3 , и от разности внутренней и наружной температур $t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}$:

$$Q_{\text{т.п}} = x_0 V (t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}), \quad (10.1)$$

где x_0 — отопительная характеристика здания, выражающая потери теплоты через наружные ограждения здания при $t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}} = 1 \text{ K}$, отнесенные к 1 м^3 объема здания; для производственных зданий приблизительно $x_0 = 0,50 \div 0,85 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Для жилых зданий x_0 подсчитывается по эмпирической формуле ВТИ

$$x_0 = a/\sqrt{V}, \quad (10.2)$$

где $a = 1,6$ при толщине наружных стен 2,5 кирпича и двойном остеклении и $a = 2,0 \div 2,2$ для крупноблочных зданий из сборного железобетона.

Принятые на основе многолетних наблюдений значения расчетных наружных температур $t_{\text{н.в}}$ даны в справочниках. Так, для Москвы

$t_{\text{н.в}}^{\text{р}} = -25^{\circ}\text{C}$, для Харькова $t_{\text{н.в}}^{\text{р}} = -23^{\circ}\text{C}$, для Ташкента $t_{\text{н.в}}^{\text{р}} = -15^{\circ}\text{C}$, для Красноярска $t_{\text{н.в}}^{\text{р}} = -40^{\circ}\text{C}$.

Расход теплоты на вентиляцию подсчитывается аналогично расходу теплоты на отопление. Расчетное значение наружной температу-

ры для вентиляции принимается выше, чем для отопления. Так, для Москвы $t_{\text{н.в}}^{\text{р}} = -14^{\circ}\text{C}$.

Потребление теплоты на горячее водоснабжение является круглогодичным, однако средняя нагрузка летом снижается относительно зимней на 15—25%. График нагрузки горячего водоснабжения в течение 1 сут приведен на рис. 10.1 и подобен суточному графику потребления электроэнергии. Ночью имеет место глубокий провал нагрузки, затем утром — пик нагрузки, за которым следуют дневной провал примерно до среднесуточной нагрузки $Q_{\text{г.ср}}$ и вечерний пик. Суточные графики нагрузки горячего водоснабжения различны для различных дней недели. Особенно высокий вечерний пик эта нагрузка имеет в субботу.

При расчете тепловых нагрузок принимается постоянная среднесуточная нагрузка горячего водоснабжения, которая подсчитывается по нормам на одного жителя и затем суммируется. Накопленные данные позволяют оценить эту среднюю нагрузку горячего водоснабжения $Q_{\text{г.в}}^{\text{р}}$ в долях отопительной нагрузки или суммарной тепловой нагрузки района теплоснабжения $Q_{\text{с.в}}^{\text{р}}$:

$$\begin{aligned} Q_{\text{с.в}}^{\text{р}} &= Q_{\text{от}}^{\text{р}} + Q_{\text{в}}^{\text{р}} + Q_{\text{г.в}}^{\text{р}}; \\ \mu_{\text{г.в}} &= Q_{\text{с.в}}^{\text{р}}/Q_{\text{с.в}}^{\text{р}}; \quad \mu_{\text{г.в}} = Q_{\text{г.в}}^{\text{р}}/Q_{\text{от}}^{\text{р}} = \\ &= \mu_{\text{г.в}}/(1 - \mu_{\text{н.в}}). \end{aligned} \quad (10.3)$$

Для новых районов застройки годовая доля горячего водоснабжения достаточно велика: $\mu_{\text{г.в}} = 0,20 \div 0,25$; $\mu_{\text{г.в}} = 0,25 \div 0,31$.

На рис. 10.2 построены графики отопительной и вентиляционной нагрузок и нагрузки горячего водоснабжения в зависимости от наружной температуры для случая $t_{\text{н.в}}^{\text{р}} = -30^{\circ}\text{C}$. Суммированием $Q_{\text{от}}$, $Q_{\text{в}}$, $Q_{\text{г.в}}$ получен график суммарной тепловой нагрузки $Q_{\text{с.в}}$. К этой сумме надо прибавить постоянное значение тепловых потерь при транспор-

те горячей воды, которое составляет 3—5% максимальной суммарной тепловой нагрузки $Q_{с.в.}^м$. Вместе с графиками тепловых нагрузок приведен график продолжительности наружных температур, построенный на основе многолетних климатологи-

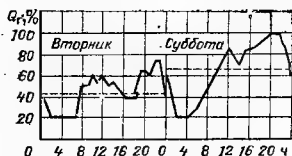
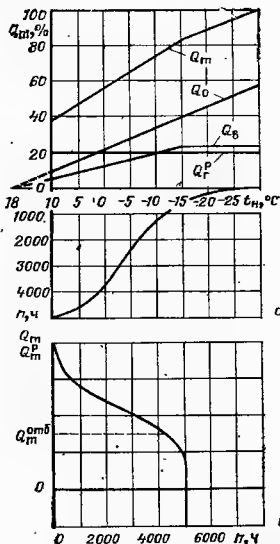


Рис. 10.1. Суточный график нагрузки горячего водоснабжения

Рис. 10.2. Графики отопительной, $Q_o = Q_{от}/Q_{с.в.}$, относительной вентиляционной нагрузок и относительной нагрузки горячего водоснабжения $Q_r = Q_r/Q_{с.в.}$ в зависимости от температуры наружного воздуха (а) и график тепловой нагрузки по продолжительности (б)



ческих наблюдений. С помощью этого графика по точкам строится график продолжительности отопительных нагрузок (см. рис. 10.2, б). Площадь под кривой продолжительности отопительных нагрузок пропорциональна отпуску теплоты на отопление за отопительный сезон:

$$Q_{от}^{o.c} = \int_0^{\tau_{o.c}} Q_{от} d\tau = Q_{от}^p \tau_{o.c} m, \quad (10.4)$$

где $\tau_{o.c}$ — продолжительность отопительного сезона; m — средняя относительная отопительная нагрузка за отопительный сезон.

Кривая продолжительности отопительных нагрузок аппроксимируется той же степенной зависимостью, что и кривая продолжительности электрических нагрузок за год [см. (B.1)]:

$$Q_{от}/Q_{от}^p = 1 - (1 - m_o)(\tau/\tau_{o.c})^\lambda, \quad (10.5)$$

где $m_o = Q_{от}^{o.c}/Q_{от}^p$; $m = Q_{от}^{o.c}/Q_{от}^p \tau_{o.c}$.

$Q_{от}^{o.c}$ — отопительная нагрузка начала отопительного сезона;

$$\lambda = (m - m_o)/(1 - m_o). \quad (10.6)$$

В табл. 10.1 приведены характеристики отопительного сезона для некоторых климатических зон. Для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в качестве теплоносителя в отечественной практике применяется вода, обладающая определенными преимуществами по сравнению с паром. При подогреве воды на ТЭЦ отборным паром турбины последний расширяется до более низкого давления, чем пар, отпускаемый непосредственно в тепловую сеть, что дает увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Это обстоятельство объясняется тем, что для паровой тепловой сети давление пара в отборе возрастает для преодоления потерь давления в тепловой сети. При во-

Таблица 10.1. Характеристики отопительного сезона

Характеристика	Климатический район						
	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й
Продолжительность отопительного сезона, ч	5472	6408	5040	5064	4992	3864	2472
Расчетная температура наружного воздуха, °С	-39,7	-27,8	-20,1	-25,2	-29,8	-16	-11,3
Средняя отопительная нагрузка m	0,493	0,48	0,482	0,491	0,552	0,5	0,5

дяной тепловой сети добавляется расход электроэнергии на перекачку воды сетевыми насосами. При водяных системах конденсат греющего пара сохраняется на ТЭЦ и проблема восполнения внешних потерь конденсата отпадает. При водяных системах осуществимо централизованное регулирование тепловой нагрузки. Водяные системы способны аккумулировать значительное количество теплоты, что благоприятно с точки зрения регулирования.

На рис. 10.3 приведена схема закрытой системы теплоснабжения. Движение воды в системе осуществляется с помощью сетевого насоса 1, установленного на ТЭЦ. Подогрев воды происходит в сетевых подогревателях 2 отборным паром

и в пиковых водогрейных котлах 3, после чего сетевая вода поступает в подающую линию 4. Из последней сетевая вода поступает к абонентским установкам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. На рис. 10.3 показаны различные варианты подключения абонентов.

Схема I — схема присоединения к тепловой сети отопительной системы промышленного предприятия. На линии к абоненту установлен регулятор расхода 5, который получает импульс по перепаду давления в специально установленной дроссельной шайбе 6.

Схема II — схема совместного присоединения отопительной системы и системы горячего водоснабже-

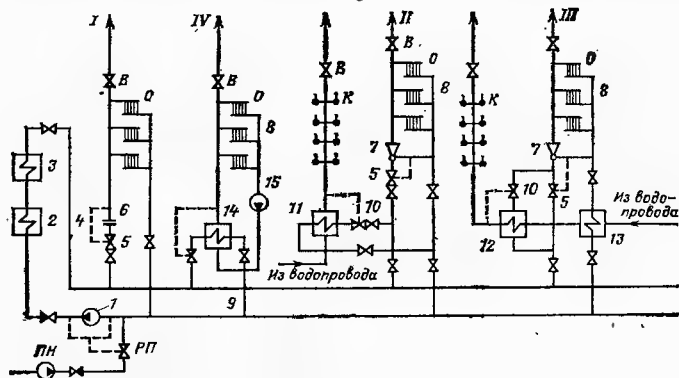


Рис. 10.3. Схема закрытой системы теплоснабжения

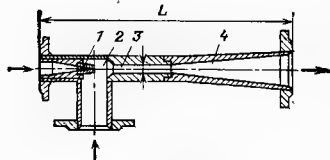


Рис. 10.4. Схема конструкции элеватора

ния. Имеется общий ввод сетевой воды, который затем разветвляется. Одно ответвление предназначено для отопительной системы, работающей с постоянным расходом воды, который поддерживается регулятором расхода 5. Далее установлено смесительное устройство 7, функции которого обычно выполняет струйный насос-элеватор. Конструкция элеватора показана на рис. 10.4. Вода разгоняется в сопле элеватора 1 и инжектирует воду из обратной линии в приемную камеру 2. Далее горячая вода смешивается с охлажденной водой из обратной линии в камере смешения 3 и через диффузор 4, в котором частично восстанавливается напор воды, поступает в систему отопления. Это подмешивание охлажденной воды нужно для поддержания в отопительных приборах температуры воды не выше 95°C, что диктуется санитарно-гигиеническими соображениями.

В подающей линии максимальная температура сетевой воды обычно составляет 150, иногда 130°C. После элеватора 7 (см. рис. 10.3) вода поступает к отопительным при-

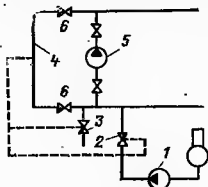


Рис. 10.5. Схема создания нейтральной точки

борам, из которых собирается в обратную линию, подключаемую к магистрали обратной воды 9. По обратной магистрали сетевая вода возвращается на ТЭЦ и снова сетевым насосом подается в подающую линию. Перед сетевым насосом в обратную линию на ТЭЦ подается подпиточная вода, восполняющая утечки сетевой воды в тепловой сети и температурное изменение объема воды, заполняющей теплосеть. Расход подпиточной воды устанавливается регулирующим клапаном, получающим команду по импульсу от нейтральной точки, в которой поддерживается постоянное давление, что способствует ограничению возможных изменений напоров в тепловой сети на ТЭЦ.

На рис. 10.5 показана схема создания нейтральной точки на специальной перемычке между напорной и всасывающей линиями сетевого насоса. От перемычки 4, соединяющей напорный и всасывающий коллекторы сетевого насоса 5, импульсная линия идет к регулирующему клапану подпитки 2 и к регулирующему сливному клапану 3. При понижении давления в перемычке клапан 2 получает команду на открытие, подпиточный насос 1 подает больше воды и давление восстанавливается.

При повышении давления в перемычке клапан 2 прикрывается, что снижает подпитку и восстанавливает давление. В том случае, когда клапан 2 полностью закрывается, а давление в нейтральной точке все же возрастает, срабатывает сливной клапан 3, открывающий сброс воды в дренаж вплоть до восстановления нормального давления. Клапаны 6 на перемычке 4 предназначены для регулирования давления, устанавливаемого в нейтральной точке.

Подпиточная вода — это химически очищенная деаэрированная вода. Обычно применяется схема Na- или H-катионирования. Согласно ПТЭ подпиточная вода должна удовлетворять следующим нормам:

содержание кислорода — не более 0,05 мг/л, содержание взвешенных частиц — не более 5,0 мг/л, остаточная карбонатная жесткость — 400 мкг-экв/л при наличии пиковых водогрейных котлов и 700 мкг-экв/л при их отсутствии.

На ответвлении к системе горячего водоснабжения (см. рис. 10.3) установлен регулятор температуры 10, получающий команду по температуре водопроводной воды после подогревателя 11. Охлажденная в водо-водяном подогревателе 11 сетевая вода поступает в обратную линию. Такая схема подключения отопления и горячего водоснабжения называется параллельной.

На схеме III рис. 10.3 показано двухступенчатое последовательное присоединение установки горячего водоснабжения и отопительной установки, получившее широкое применение. В этой схеме поток сетевой воды из подающей линии также разветвляется: один поток через регулятор расхода 5 направляется в систему отопления, а другой — в подогреватель водопроводной воды 12. Этот подогреватель является второй ступенью подогрева воды для горячего водоснабжения. В нем вода нагревается до требуемой санитарными нормами температуры 60°C. За подогревателем 12 на потоке сетевой воды установлен регулятор температуры 10, после которого сетевая вода вливается в основной поток воды на отопление перед элеватором 7. В линию обратной сетевой воды включен подогреватель водопроводной воды первой ступени 13. Регулятор температуры 10 управляет пропуском сетевой воды через подогреватель 12, прекращая его в том случае, когда водопроводная вода уже в нижней ступени подогрева нагревается до заданной температуры 60°C. Регулятор расхода 5 обеспечивает постоянство общего расхода сетевой воды на тепловой пункт, получая команду по перепаду давлений в сопле элеватора. Основная идея описанной схемы состоит в том, что

она позволяет осуществить совместное регулирование отпуска теплоты на отопление и горячее водоснабжение. При этом переменная тепловая нагрузка горячего водоснабжения покрывается без установки аккумуляторов горячей воды — за счет изменения отпуска теплоты на отопление. Так, при росте нагрузки горячего водоснабжения регулятор температуры увеличивает пропуск воды через вторую ступень подогрева водопроводной воды, в результате чего температура сетевой воды перед элеватором снижается, а отпуск теплоты на отопление при неизменном расходе сетевой воды сокращается. Такое кратковременное сокращение отпуска теплоты на отопление в часы утреннего и вечернего пиков нагрузки горячего водоснабжения возможно благодаря аккумулирующей способности зданий, сохраняющих температуру в помещениях. Зато в ночные часы, когда нагрузка горячего водоснабжения резко сокращается (в жилых домах — практически до нуля), отпуск теплоты на отопление возрастает и превышает заданный. В результате получается некоторый избыточный поток, компенсирующий недостаток в ночные часы.

В целом за сутки абонент получает расчетное количество теплоты на отопление.

Аккумулирующая способность зданий характеризуется коэффициентом аккумуляции $T_{ак.зд}$, ч, и является постоянной времени в экспоненциальной зависимости температуры в помещении от времени τ после прекращения теплоснабжения:

$$t_b = t_{н.в} + (t'_b - t_{н.в}) \times \exp(-\tau/T_{ак.зд}), \quad (10.7)$$

где t_b , t'_b — текущая и начальная температуры в помещении.

Таким образом, по истечении времени $\tau = T_{ак.зд}$ после прекращения теплоснабжения температура в помещении снизится до $t_b = t'_b/e$. Так, при $T_{ак.зд} = 30$ ч и при $t_{н.в} = -10^\circ\text{C}$ температура в помещении через 10 ч

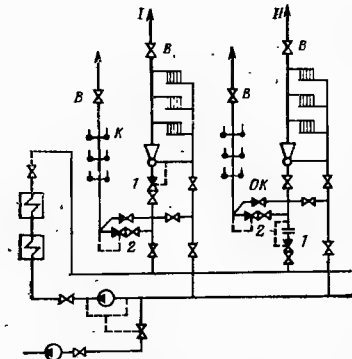


Рис. 10.6. Схема присоединения абонентов горячего водоснабжения и отопления при открытой системе.

после прекращения теплоснабжения составят $t_w = -10 + (18 + 10) \times e^{-10/30} = 10^\circ\text{C}$.

Благодаря установке первой ступени подогрева водопроводной воды температура сетевой воды в обратной линии дополнительно снижается и вода приходит на ТЭЦ с более низкой температурой, чем при параллельной схеме, что способствует снижению давления отборного пара.

Описанные схемы присоединения отопительных систем являются зависимыми, а схемы присоединения систем горячего теплоснабжения независимыми.

Зависимой схемой присоединения называется такая схема, в которой сетевая вода непосредственно поступает в абонентские приборы, в частности в отопительные. В чугунных отопительных приборах допускается давление до 0,6 МПа. В тех случаях, когда в тепловых сетях приходится поддерживать более высокое давление воды, применяют независимую схему присоединения (схема IV на рис. 10.3), при которой сетевая вода из подающей линии проходит через водоподогреватель 14. В последнем нагревается вода, циркулирующая в системе

отопления с помощью насоса 15. Система теплоснабжения, показанная на рис. 10.3, называется закрытой, так как системы горячего водоснабжения во всех вариантах присоединены по независимой схеме. При закрытой системе сетевая вода циркулирует в системе теплоснабжения.

Помимо закрытой применяется также открытая система, при которой установки горячего водоснабжения присоединены к подающей линии по зависимой схеме.

На рис. 10.6 показаны схемы присоединения абонентов горячего водоснабжения и отопления при открытой системе. На схеме I дано присоединение систем отопления и горячего водоснабжения по принципу несвязанного регулирования на вводе. При этом расход воды из подающей линии на отопление поддерживается постоянным с помощью регулятора расхода 1, а расход воды на горячее водоснабжение изменяется регулятором температуры 2. Вода из подающей линии смешивается с водой из обратной линии и при температуре 60°C поступает на водоразбор.

В схеме II осуществляется связанное регулирование на вводе, при котором регулятор расхода 1 поддерживает постоянным суммарный расход сетевой воды из подающей линии. Расход воды на горячее водоснабжение изменяется регулятором температуры 2, причем при возрастании расхода воды на горячее водоснабжение уменьшается расход воды на отопление. Такое регулирование аналогично описанному выше регулированию при двухступенчатой схеме включения подогревателей горячего водоснабжения в закрытой системе.

При однотипных абонентах, у которых изменение расхода сетевой воды в течение суток примерно одинаково, регулятор расхода на вводе вообще не ставят и ограничиваются установкой регулятора температуры 2 на ответвлении воды на горячее водоснабжение.

При открытой системе горячего водоснабжения расход обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ, меняется в соответствии с изменением водоразбора в течение суток. Забираемая из тепловой сети вода заменяется подпиткой — обычно химически очищенной водой, направляемой в обратную линию на ТЭЦ. Для обеспечения равномерной подпитки и уменьшения потребной производительности химводоочистки на ТЭЦ устанавливаются аккумуляторные баки, емкость которых принимается равной усредненному за сутки 6-часовому расходу воды на горячее водоснабжение.

При выборе типа системы теплоснабжения рекомендуется проводить технико-экономическое сопоставление закрытой и открытой систем.

При открытой системе удешевляются тепловые пункты, так как отпадают подогреватели водопроводной воды, но возрастают затраты на химводоочистку вследствие увеличения подпитки тепловой сети из-за непосредственного водоразбора. Стоимость очистки сырой воды тем выше, чем более минерализована исходная вода. Чем выше качество исходной сырой воды, тем более благоприятны условия для применения открытой системы. Сырую воду на химводоочистку берут из сбросного циркуляционного водовода при температуре 20—35 °С, что дает утилизацию сбросной теплоты. Смешение обратной сетевой воды и более холодной подпиточной воды дает некоторое снижение температуры сетевой воды перед сетевыми подогревателями, что снижает давление теплогидродинамического отбора.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, примерно равный среднесуточному, определяется из выражения

$$G_{г.в} = Q_{г.в}^p / (t_g - t_x) c_v, \quad (10.8)$$

где c_v — теплоемкость воды (4,19 кДж/кг); t_g — температура горячей воды (60 °С); t_x — температура

холодной воды из водопровода.

Для дальнего теплоснабжения при открытой системе проф. В. Б. Пакшвером была предложена однетрубная транзитная магистраль от ТЭЦ до смешительного пункта в городе. По этой магистрали должен перекачиваться расход сетевой воды, равный среднесуточному расходу на горячее водоснабжение. Распределительная сеть выполняется двухтрубной. Колебания в расходе воды на горячее водоснабжение в течение суток компенсируются аккумулятором сетевой воды, устанавливаемым в смешительном пункте вместе с сетевым и подпиточным насосами. При малом водоразборе (в ночные часы) аккумулятор заполняется водой из обратной магистрали. При большом водоразборе вода из аккумулятора забирается насосом и подается во всас сетевых насосов. Постоянство расхода воды в подающей транзитной магистрали поддерживается регулятором расхода на вводе в смешительный пункт.

Предлагается поддерживать повышенный температурный график с максимальной температурой 180 °С, при этом осуществлять многоступенчатый подогрев, используя нерегулируемые отборы пара из турбины. Расход сетевой воды в однетрубной транзитной магистрали

$$G_{о.м} = \frac{Q_{г.в}^p \alpha_{тэц}}{c_{в.г.м} - c_{в.подп}}. \quad (10.9)$$

В то же время расход в подающей транзитной магистрали, являющийся подпиточным для распределительной системы, должен быть равен расчетному расходу на горячее водоснабжение $G_{о.м} = G_{г.в}$, что накладывает ограничения на температуру воды в подающей магистрали. Последняя, таким образом, зависит от доли тепловой нагрузки на горячее водоснабжение.

Пиковые водогрейные котлы при однетрубной транзитной схеме устанавливаются в конце магистрали после смешения. Следует отметить,

10.2. Регулирование отпуска теплоты с горячей водой

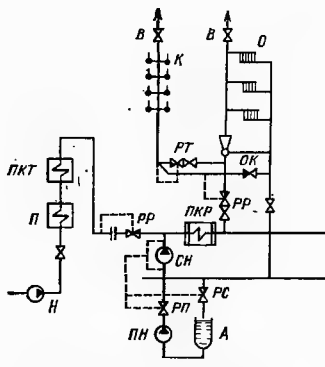


Рис. 10.7. Схема однотрубной системы теплоснабжения:

$В$ — воздушный кран; $К$ — водоразборный кран; $Н$ — насос; $О$ — отопительный прибор; $П$ — подогреватель; $ПН$ — подпиточный насос; $ПКТ$ — пиковые котлы ТЭЦ; $ПКР$ — пиковые котлы района; $РП$ — регулятор подпитки; $РС$ — регулятор слива; $РР$ — регулятор расхода; $РТ$ — регулятор температуры

что и при двухтрубной системе при значительном удалении ТЭЦ от города рекомендуется устанавливать водогрейные котлы в городе с целью повышения надежности теплоснабжения в случае аварии в транзитных магистралях.

Схема однотрубной системы теплоснабжения представлена на рис. 10.7.

Открытые системы теплоснабжения находят применение как в европейской части (Ленинград, Ярославль, Иваново и др.), так и в восточных районах (Омск, Ташкент и др.). В большинстве районов применяется закрытая система теплоснабжения, к числу недостатков которой следует отнести повышенную коррозию подогревателей и трубопроводов со стороны деаэрированной водопроводной воды.

В качестве защитных мер против коррозии применяют коррозионно-стойкие материалы (оцинкованные трубы), а также холодную деаэрацию с помощью сталестружечных фильтров.

Как было показано выше, отопительная и вентиляционные тепловые нагрузки зависят от наружной температуры $t_{н.в.}$. Поэтому необходимо регулировать отпуск теплоты в соответствии с изменениями нагрузки. Применяется преимущественно центральное регулирование, осуществляемое на ТЭЦ и дополняемое местными автоматическими регуляторами. При центральном регулировании возможно применять либо количественное регулирование, сводящееся к изменению расхода сетевой воды в подающей линии при неизменной ее температуре, либо качественное, при котором расход воды остается постоянным, а меняется ее температура. Серьезным недостатком качественного регулирования является вертикальная разрегулировка отопительных систем, означающая неодинаковое перераспределение сетевой воды по этажам.

Обычно применяется качественное регулирование, для которого должны быть рассчитаны температурные графики тепловой сети для отопительной нагрузки в зависимости от наружной температуры $t_{н.в.}$.

Температурный график для подающей и обратной линий характеризуется значениями расчетных температур в подающей и обратной линиях $t_{п.с}^p$ и $t_{о.с}^p$ при расчетной наружной температуре $t_{н.в.}^p$. Так, график $150-70^\circ\text{C}$ означает, что при расчетной наружной температуре $t_{н.в.}^p$ максимальная (расчетная) температура в подающей линии составляет $t_{п.с}^p = 150^\circ\text{C}$ и в обратной линии $t_{о.с}^p = 70^\circ\text{C}$. Соответственно расчетная разность температур $\Delta t_{p.o}^p = 150 - 70 = 80^\circ\text{C}$. Нижняя расчетная температура температурного графика 70°C определяется необходимостью подогрева водопроводной воды для нужд горячего водоснабжения до $t_{г.в.} = 60^\circ\text{C}$, что диктуется санитарными нормами.

Верхняя расчетная температура

определяет давление воды в подающей линии, исключаящее ее вскипание, а следовательно, и требования к их прочности и может меняться в некотором диапазоне: 130, 150, 180, 200 °С. Повышенный температурный график (180, 200 °С) может потребоваться при присоединении абонентов по независимой схеме, что позволит во втором контуре сохранить обычный график 150—70 °С. Повышенные расчетной температуры сетевой воды в подающей линии приводит к снижению расхода сетевой воды, что снижает затраты на тепловую сеть, а также выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Выбор температурного графика для системы теплоснабжения должен выполняться по минимуму приведенных затрат для ТЭЦ и тепловой сети.

Тепловая нагрузка ТЭЦ с горячей водой

$$Q_{с.в} = G_{с.в} c_{в} (t_{п.с} - t_{о.с}). \quad (10.10)$$

Из этого соотношения видно, что отпуск теплоты меняется при изменении расхода сетевой воды или перепада температур.

Отпуск теплоты в отопительной системе

$$Q_{от} = k_o F \Delta t. \quad (10.11)$$

Здесь F — поверхность теплообмена отопительного прибора; k_o — коэффициент теплопередачи от воды, проходящей внутри приборов, к воздуху внутри помещений; Δt — температурный напор между греющей средой (горячей водой) и воздухом помещения.

При расчете температурных графиков применяется методика проф. Е. Я. Соколова, использующая безразмерные характеристики теплообменников системы отопления.

На основании указанной методики приводятся расчетные формулы для температурного графика

$$t_{п.с} = t_{в}^p + \frac{\bar{Q}_{от}^{0,8}}{Q_{от}^p} \Delta t^p + \bar{Q}_{от} (\delta t^p - 0,5 \theta^p); \quad (10.12)$$

$$t_{о.с} = t_{в}^p + Q_{от}^p \Delta t^p - 0,5 \theta^p \bar{Q}_{от}, \quad (10.13)$$

где $\bar{Q}_{от} = Q_{от}/Q_{ст}^p$ — относительная отопительная нагрузка; $t_{в}^p$ — расчетная температура внутри помещения (18 °С);

$\Delta t^p = (t_{см}^p + t_{о.с}^p)/2 - t_{в}^p$; $t_{см}^p$ — расчетная температура воды после смесителя; $t_{см}^p t_{о.с}^p = \theta^p$ — разность между расчетной температурой воды после смесителя $t_{см}^p$ и расчетной обратной температурой сетевой воды.

Рассмотрим построение температурного графика тепловой сети на примере. Исходные данные: $t_{п.с}^p = 150$ °С; $t_{о.с}^p = 70$ °С; $\delta t^p = 150 - 70 = 80$ °С; $t_{в}^p = 18$ °С; $t_{п.в}^p = -25$ °С; $t_{см}^p = 90$ °С; $\theta^p = 90 - 70 = 20$ °С; $\Delta t^p = (90 + 70)/2 - 18 = 62$ °С.

Составляем расчетную таблицу:

$\bar{Q}_{от}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\bar{Q}_{от}^{0,8}$	0,275	0,480	0,664	0,836	1,0
$t_{в}^p + \frac{\bar{Q}_{от}^{0,8}}{Q_{от}^p} \Delta t^p$, °С	35	45,8	59,2	69,8	80
$0,5 \theta^p \bar{Q}_{от}$, °С	2	4	6	8	10
$\delta t^p \bar{Q}_{от}$, °С	22	38,4	53,1	66,8	80
$t_{п.с}^p$, °С	55	80,2	106,3	128,6	150
$t_{о.с}^p$, °С	33	41,6	53,2	61,8	70

Результаты расчета — значения $t_{п.с}$ и $t_{о.с}$ — наносим на рис. 10.8 в зависимости от $\bar{Q}_{от}$. Поскольку $Q_{от}$ линейно зависит от $t_{п.в}$, темпера-

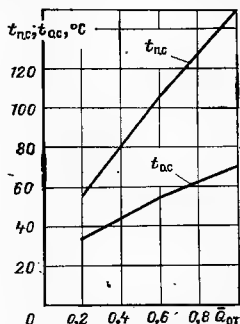


Рис. 10.8. Температурный график тепловой сети в зависимости от $\bar{Q}_{от}$

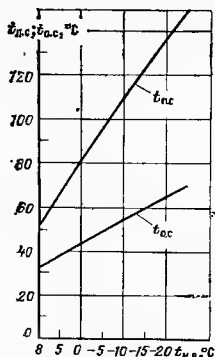


Рис. 10.9. Температурный график тепловой сети в зависимости от $t_{н.в}$

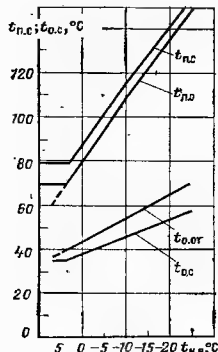


Рис. 10.10. Температурный график тепловой сети

турный график можно перестроить в зависимости от $t_{н.в}$.

Такой график приведен на рис. 10.9, и именно в таком виде он используется, так как позволяет в зависимости от $t_{н.в}$ назначать $t_{н.с}$ и $t_{о.с}$.

Описанный выше температурный график предназначен для отопительной системы. Между тем необходимо учитывать и теплообменники горячего водоснабжения. Так как по условиям подогрева воды для горячего водоснабжения до 60°C температура сетевой воды в подающей линии не должна быть ниже 70—75°C, на рис. 10.10 показана срезка температурного графика при 75°C, что определяет, также срезку и графика обратной температуры. На участке срезки расход сетевой воды снижается, так как $\dot{Q}_{от}$ снижается, а δt_c остается постоянным. За основу принимается указанный выше температурный график для отопительной системы. Расход воды равен расходу воды на отопление (при двухступенчатой схеме присоединения подогревателей горячего водоснабжения). Для того чтобы обеспечить подогрев водопроводной воды в подогревателе второй

ступени, температура в подающей линии должна превышать температуру на отопление $t_{н.о}$ на значение $\Delta t_{п.с}$:

$$t_{п.с} = t_{н.о} + \Delta t_{п.с} \quad (10.14)$$

Температура в обратной линии после подогревателя горячего водоснабжения первой ступени $t_{о.с}$ должна быть на значение $\Delta t_{о.с}$ ниже температуры воды после отопления:

$$t_{о.с} = t_{о.от} - \Delta t_{о.с} \quad (10.15)$$

Расчет $\Delta t_{п.с}$ и $\Delta t_{о.с}$ ведется по так называемой «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г.б} = \xi Q_{г.р}$, которая обеспечивает суточный баланс теплоты на отопление. При отсутствии аккумуляторов горячей воды у абонентов $\xi = 1.2$.

Поскольку в расчет вводится постоянная тепловая нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г.б}$, при постоянном расходе сетевой воды сумма $\Delta t_{п.с} + \Delta t_{о.с} = \Delta t$ является также постоянной для всех значений $t_{н.в}$ и равной

$$\Delta t = \frac{Q_{г.б}}{Q_{от}^p} (t_{п.о}^p - t_{о.от}^p) \quad (10.16)$$

Наибольшее значение $\Delta t_{0.от}$ имеет место при $t_{н.в.}^P$:

$$\Delta t_{0.от}^P = \frac{Q_{от}^P}{Q_{от}^P} \frac{t_r' - t_x}{t_r - t_x} (t_{н.в.}^P - t_{0.от}^P), \quad (10.17)$$

где t_r — температура горячей воды после подогревателя второй ступени; t_r' — то же после подогревателя первой ступени; t_x — температура холодной воды.

Величину t_r' определяют, задавая температурным напором на выходе из подогревателя первой ступени при $t_{н.в.}^P$:

$$\Phi_1 = t_{0.от} - t_r'. \quad (10.18)$$

Обычно принимают $\Phi_1 = 5 \div 10^\circ\text{C}$. Далее имеем

$$\Delta t_{0.от} = \Delta t_{0.от}^P \frac{t_{0.от} - t_x}{t_{0.от}^P - t_x}. \quad (10.19)$$

Величину $\Delta t_{н.о.}$ находят как разность:

$$\Delta t_{н.о.} = \Delta t - \Delta t_{0.от}. \quad (10.20)$$

Построенные по приведенным формулам графики даны на рис. 10.10 (при $r_{г.в.} = 0,25$).

Следует отметить, что расчеты температурного графика ведутся для типичного в данном районе теплоснабжения соотношения $\Phi_T = Q_{г.в.}^P / Q_{от}^P$. Абонент, для которого $\Phi = \Phi_T$, называется типовым абонентом. Анализ показывает, что у нетиповых абонентов возможен некоторый переток. Для центрального качественного регулирования открытой системы теплоснабжения температурные графики для подающей и обратной линий могут быть подсчитаны также на основе методики Е. Я. Соколова.

10.3. Тепловые сети

От ТЭЦ отходят магистральные подающие линии в разных направлениях. Эти линии называются радиусами, а схема — радиальной. От магистральных линий имеются ответвления, к которым присоединяются внутриквартальная разводка.

Системы горячей водоснабжения группы зданий присоединяются к тепловой сети

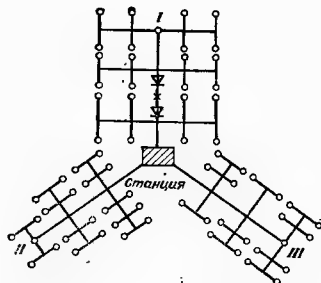
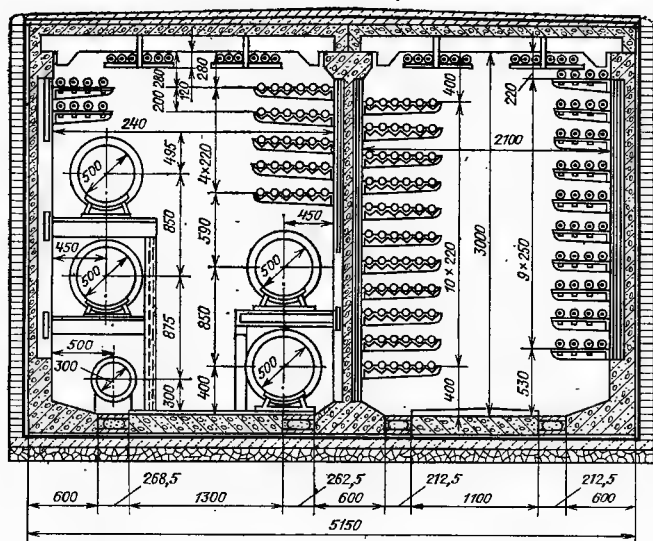


Рис. 10.11. Схема радиальной тепловой сети.

через сооружаемые внутри жилых кварталов тепловые пункты (ЦТП). В ЦТП устанавливают подогреватели горячего водоснабжения. От ЦТП отходят линии горячей воды и обратная линия для рециркуляции горячей воды. Таким образом, внутри кварталов тепловая сеть является четырехтрубной.

На рис. 10.11 приведена схема радиальной водяной тепловой сети. При наличии нескольких ТЭЦ каждая из них обеспечивает свой район теплоснабжения. Для повышения надежности теплоснабжения магистраль соседних районов I, II, III соединяются перемычками. Такое кольцевание тепловых сетей позволяет обеспечить теплоснабжение при отключении поврежденного участка одной из магистралей, используя перемычки, а также при аварии на одной из ТЭЦ. При кольцевании можно перераспределять тепловую нагрузку, достигая наибольшей выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Кольцевание также позволяет свести к минимуму перебои в горячем водоснабжении во время летних ревизий тепловых сетей.

Как правило, применяются подземные прокладки теплопроводов, которые подразделяются на канальные и бесканальные. В условиях крупных городов на некоторых участках экономически оправдано применение проходных каналов, сооружаемых из сборных железобетонных элементов. В таких каналах прокладываются помимо теплопроводов прочие городские коммуникации. Разрез подобного проходного канала приведен на рис. 10.12. Находят применение также полупроходные каналы для труб большого диаметра (рис. 10.13). Наиболее широко применяются непроходные каналы (рис. 10.14). Стальные трубы имеют антикоррозийное покрытие, поверх которого накладывается слой тепловой изоляции. Снаружи накладывается слой гидроизоляции. Эти работы выполняются на специальных предприятиях, и трубы поступают на место укладки в готовом виде.



- Кабели силовые
- Металлические консоли
- Водопроводная труба
- ▨ Бетон
- ▤ Щебеночная подготовка

- Кабели связи
- Трубы теплосети
- ▨ Железобетон М-170
- ▤ Кирпичная защитная стенка
- Гидроизоляция

Рис. 10.12. Разрез проходного канала тепловой сети

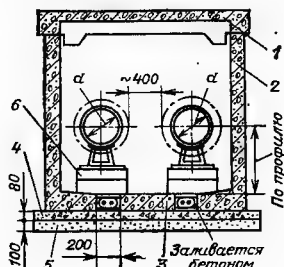


Рис. 10.13. Сборный полупроходной железобетонный канал:

- 1 — ребристый блок перекрытия; 2 — стеновой блок; 3 — блок дна; 4 — бетонная подготовка; 5 — щебеночная подготовка; 6 — опорная плита

Опасной для тепловых сетей является наружная коррозия от попадающей на поверхность теплопроводов влаги и от блуждающих токов. Последние возникают в районе прохождения трамвайных рельсов или путей электрифицированной железной дороги. Для предотвращения коррозии от блуждающих токов применяют катодную защиту. В результате наружной коррозии возможны разрывы теплопроводов, что является тяжелой аварией. Очень важно быстро обнаружить место разрыва, для чего используются специальные сигнализирующие устройства.

Для предотвращения внутренней коррозии теплопроводов следует заполнять тепловые сети только деаэрированной химически очищенной водой. Необходимо тщательно следить за деаэрацией подпиточной воды. Продукты внутренней коррозии с сетевой водой попадают в сетевые подогреватели ТЭЦ и образуют отложения внутри трубок, что приводит к значительному уве-

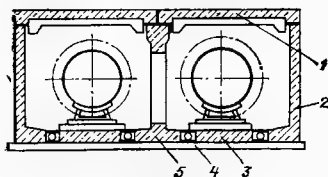


Рис. 10.14. Теплопровод в сборном железобетонном непродоходном канале:

1, 2, 3, 4 — см. рис. 10.13; 5 — железобетонная стойка

личению недогрева в подогревателях. Это обстоятельство может быть причиной существенного снижения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении из-за повышения давления греющего пара. Необходимо вести контроль за величиной недогрева в подогревателях на ТЭЦ, периодически производить промывку труб.

Теплопроводы выполняются из стальных труб, свариваемых между собой. Для компенсации температурных удлинений между двумя неподвижными опорами предусматривают П-образные компенсаторы.

При проектировании тепловых сетей прежде всего в соответствии с принятой схемой намечают трассы прохождения магистралей и ответвления от них. Затем строят пьезометрический график, позволяющий выбрать схемы присоединения абонентов. На пьезометрическом графике в некотором масштабе наносят рельеф трассы теплопроводов, высоты присоединяемых к тепловой сети зданий, напоры в подающей и обратных линиях.

Напор в трубопроводе H — это давление p , выраженное в метрах столба транспортируемой жидкости:

$$H = p / \rho g, \quad (10.21)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения.

На рис. 10.15 приведен пример пьезометрического графика. Плоскость отсчета проведена через минимальную отметку трассы, рельеф которой нанесен на графике. От этой нулевой отметки отложены напоры в подающей линии RP , в обратной линии MN и статический напор SS (показан штрихпунктирной линией). Пьезометрический напор равен полному напору за вычетом отметки теплопровода.

Сетевой напор на ТЭЦ развивает напор $H_{\text{в}} + \delta H_{\text{в}}$, часть которого $\delta H_{\text{в}}$ идет на преодоление сопротивления тракта сетевой воды на ТЭЦ.

Подпиточный насос развивает напор $H_{\text{о.п.}}$. При останове сетевого насоса подпиточный насос развивает напор $H_{\text{ст}}$ и тепловая сеть оказывается под этим напором. Уровень статического напора устанавливается по допустимому давлению внутри ото-

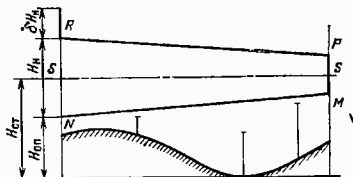


Рис. 10.15. Пьезометрический график тепловой сети

пительных приборов (не более 0,6 МПа). Поэтому останов сетевых насосов может привести к неприятным для абонентов последствиям, если отопительные приборы уже не выдерживают гарантии в отношении внутреннего давления. Если верхняя отметка присоединяемого здания превышает уровень статического напора, это здание должно быть присоединено к подающей линии по независимой схеме.

Располагаемый напор в любой точке теплосети равен разности напоров в подающей и обратной линиях. Располагаемый напор в сети по условию обеспечения работы элеватора не должен быть менее 10—15 м.

Рассмотрим технико-экономический выбор диаметра магистрального теплопровода. Капиталовложения в тепловую сеть определяются следующим выражением:

$$K_{\text{т.с}} = a \sum_{i=1}^l l_i + b \sum_{i=1}^l dl_i, \quad (10.22)$$

где $\sum_{i=1}^l l_i$ — суммарная длина всех участков тепловой сети, м; d — диаметр i -го участка

трубопровода; $\sum_{i=1}^l dl_i$ — материальная характеристика тепловой сети, обозначается через M_i ; a и b — коэффициенты, зависящие от типа прокладки и от характера грунта.

Оптимизацию диаметра тепловой магистрали ведем по минимуму приведенных затрат в тепловую сеть:

$$Z_{\text{год}} = K_{\text{т.с}}(E_{\text{п}} + E_{\text{отч}}) + Z_{\text{пер}}^{\text{год}} + Z_{\text{э.э}} + Q_{\text{пот}} \eta_{\text{тл}} \quad (10.23)$$

Здесь $Z_{\text{пер}}^{\text{год}}$ — расход электроэнергии за год на перекачку сетевой воды; $Q_{\text{пот}}$ — потери теплоты в тепловой сети; $\eta_{\text{тл}}$ — стоимость 1 ГДж теплоты; для тепловых сетей $E_{\text{отч}} = 0,055$.

Рассмотрим $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{пер}}$ и выразим его через $d_{\text{вн}}$ теплопровода:

$$\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{пер}} = N_{\text{пер}}^{\text{ном}} \tau_{\text{исп}}; \quad (10.24)$$

$$N_{\text{пер}}^{\text{ном}} = \Delta P_r \cdot v_{\text{в}} G_{\text{с.в.}} / \eta_{\text{н}} \eta_{\text{зд}}, \quad (10.25)$$

где ΔP_r — повышение давления для преодоления гидравлического сопротивления теплопровода; $v_{\text{в}}$ — удельный объем воды; $G_{\text{с.в.}}$ — расход сетевой воды; $\eta_{\text{н}}$, $\eta_{\text{зд}}$ — КПД насоса и электродвигателя.

Гидравлическое сопротивление теплопровода

$$\Delta P_r = \mu \lambda \frac{L}{d_{\text{вн}}} \frac{w_{\text{в}}^2}{2} \rho_{\text{в}}, \quad (10.26)$$

где L — длина теплопровода, при двухтрубной сети $L=2l$; μ — коэффициент, учитывающий местные гидравлические сопротивления; λ — коэффициент трения:

$$\lambda = 0,11 (k_{\text{в}}/d_{\text{вн}})^{0,25}, \quad (10.27)$$

$k_{\text{в}}$ — шероховатость, в среднем $k_{\text{в}}=0,0005$ м. Тогда

$$\lambda = 0,11 \frac{5^{0,25}}{10^4 d_{\text{вн}}^{0,25}} = 0,0165 d_{\text{вн}}^{-0,25}. \quad (10.27a)$$

Из уравнения расхода определяем скорость воды

$$w_{\text{в}} = \frac{4 v_{\text{в}} G_{\text{с.в.}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}. \quad (10.28)$$

Подставляем значения λ из (10.27a), $w_{\text{в}}$ из (10.28) в выражение (10.26) и получаем

$$\Delta P_r = 0,0165 \mu d_{\text{вн}}^{-5,25} \frac{16}{\pi^2} \frac{v_{\text{в}}^2}{2} \frac{G_{\text{с.в.}}^2}{2} \rho_{\text{в}} L.$$

Подставляем ΔP_r в выражение (10.25):

$$N_{\text{пер}}^{\text{ном}} = \mu \cdot 0,0134 v_{\text{в}}^3 G_{\text{с.в.}}^3 L d_{\text{вн}}^{-5,25} / \eta_{\text{н}} \eta_{\text{зд}} = B_{\text{пер}} L d_{\text{вн}}^{-5,25}.$$

Тогда расход электроэнергии на перекачку воды, МВт·ч,

$$\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{пер}} = B_{\text{пер}} L d_{\text{вн}}^{-5,25} \cdot 10^{-6} \tau_{\text{исп}}. \quad (10.24a)$$

Тепловые потери в теплосети, ГДж/год, обычно подсчитывают по выражению

$$Q_{\text{пот}} = q_{\text{т.с.}} E_{\text{т.с.}}, \quad (10.29)$$

где $q_{\text{т.с.}}$ — удельные ежегодные потери теплоты, отнесенные к 1 м² условной материальной характеристики тепловой сети, ГДж/(м²·год):

$$q_{\text{т.с.}} = \pi k (t_{\text{ср}} - t_0) (1 + \beta) \tau_{\text{р}} \cdot 10^{-6} \cdot 3,6, \quad (10.30)$$

k — коэффициент теплопередачи теплопровода с учетом тепловой изоляции, канала и грунта, отнесенный к условной площади наружной поверхности изоляции трубопровода, $k=0,8+1,2$ Вт/(м²·К); $t_{\text{ср}}$ — среднегодовая температура сетевой воды, °С, t_0 — среднегодовая температура грунта или

окружающей среды, °С; $\tau_{\text{р}}$ — длительность работы тепловой сети, ч. Подставляем приведенные значения величин, входящих в $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{пер}}$:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{\text{год}} &= (aL + b d_{\text{вн}} L) (E_{\text{к}} + E_{\text{отч}}) + \\ &+ B_{\text{пер}} L d_{\text{вн}}^{-5,25} \cdot 10^{-6} \tau_{\text{исп}} \tau_{\text{зд}} + \\ &+ q_{\text{т.с.}} (L + d_{\text{вн}} L + 0,15 L) \eta_{\text{тл}}. \end{aligned}$$

Для отыскания $d_{\text{вн}}^{\text{опт}}$, соответствующего минимуму $\mathcal{E}_{\text{год}}$, приравняем нулю первую производную $\mathcal{E}_{\text{год}}$ по $d_{\text{вн}}$:

$$\partial \mathcal{E}_{\text{год}} / \partial d_{\text{вн}} = 0.$$

При этом мы делаем допущение, что $d_{\text{вн}}$ есть непрерывная функция, хотя она меняется дискретно.

Дифференцирование дает

$$b(E_{\text{к}} + E_{\text{отч}}) - 5,25 B_{\text{пер}} d_{\text{вн}}^{-6,25} \tau_{\text{исп}} \cdot 10^{-6} \times \times \tau_{\text{зд}} + q_{\text{т.с.}} \eta_{\text{тл}} = 0.$$

Отсюда получаем

$$d_{\text{вн}}^{\text{опт}} = \left(\frac{5,25 B_{\text{пер}} \tau_{\text{исп}} \tau_{\text{зд}} \cdot 10^{-6}}{b(E_{\text{к}} + E_{\text{отч}}) + q_{\text{т.с.}} \eta_{\text{тл}}} \right)^{0,16}. \quad (10.31)$$

Таким образом, зависимость $d_{\text{вн}}^{\text{опт}}$ от всех определяющих факторов весьма слабая (степень 0,16), причем длина теплопровода не входит в число этих факторов.

Пример. Исходные данные: $G_{\text{к.в.}} = 8000$ т/ч = 2220 кг/с; для условной Москвы: канал непроходной, $b=140$ руб/м²; $k=0,9$ Вт/(м²·К); $\tau_{\text{исп}}=5000$ ч; $\eta_{\text{тл}}=0,60$ руб/ГДж; $\tau_{\text{зд}}=12$ руб/(МВт·ч); $t_{\text{ср}}=75$ °С; $E_{\text{к}}+E_{\text{отч}}=0,175$;

$$\begin{aligned} B_{\text{пер}} &= \frac{0,0134 \mu v_{\text{в}}^3 G_{\text{с.в.}}^3}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{зд}}} = \\ &= \frac{0,0134 \cdot 1,3 \cdot 10^{-6} \cdot 2,22^3 \cdot 10^9}{0,8 \cdot 0,98} = 246; \end{aligned}$$

$$q_{\text{т.с.}} = \pi \cdot 0,9 \cdot 75 \cdot 1,2 \cdot 7500 \cdot 10^{-6} \cdot 3,6 = 6,85 \text{ ГДж/(м}^2 \cdot \text{год)};$$

$$\begin{aligned} d_{\text{вн}}^{\text{опт}} &= \left(\frac{5,25 \cdot 246 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 5000}{0,175 \cdot 140 + 6,85 \cdot 0,6} \right)^{0,16} = \\ &= \left(\frac{78}{28,5} \right)^{0,16} = 1,176 \text{ м.} \end{aligned}$$

Принимаем $d_{\text{вн}}=1,2$ м;

$$w_{\text{в}}^{\text{опт}} = \frac{4}{\pi} \frac{2,22}{1,2^2} = 1,96 \text{ м/с.}$$

ВОПРОСЫ К ДЕСЯТОЙ ГЛАВЕ

1. Как рассчитать тепловую нагрузку района?
2. Определите параметры кривой Россандера для одного из климатических районов.

3. В чем разница между закрытой и открытой системами теплоснабжения?

4. При каких условиях целесообразно применить однотрубную тепловую магистраль?

5. В чем заключается идея последовательной схемы включения подогревателей горячего водоснабжения?

Глава одиннадцатая

Теплоэлектроцентрали

11.1. Тепловая экономичность теплоэлектроцентралей

Выше уже было указано, что теплофикация, т. е. централизованное теплоснабжение в сочетании с комбинированной выработкой теплоты и электроэнергии на ТЭЦ, дает существенную экономию топлива по сравнению с раздельной схемой производства теплоты и электроэнергии. На рис. 11.1 дана схема раздельного производства теплоты и электроэнергии. При этом имеются два энергетических предприятия: конденсационная электрическая станция (КЭС), вырабатывающая электроэнергию, и котельная либо с паровыми котлами для подачи технологического пара, либо с водогрейными котлами для подачи горячей воды. Паровые котельные обычно располагают на территории промышленного предприятия, потребляющего пар, так как экономически не оправдано подавать пар по трубам на расстояние более 4—6 км. Водогрейные котельные размещают среди жилого массива и называют районными отопительными котельными. Топливом для них обычно служат природный газ и мазут.

При электрической мощности $N_{\text{э}}$ и тепловой мощности $Q_{\text{т.п}}$ секундный расход топлива при раздельной схеме энергоснабжения

$$B_{\text{разд}} = \frac{N_{\text{э}}}{\eta_{\text{э.н}}^{\text{КЭС}} \eta_{\text{к.н}}^{\text{э.н}} \eta_{\text{т.п}}^{\text{э.н}} Q_{\text{н}}^{\text{э.н}}} + \frac{Q_{\text{т.п}}}{\eta_{\text{к}}^{\text{кот.н}} \eta_{\text{н}}^{\text{э.н}} Q_{\text{н}}^{\text{э.н}}} \quad (11.1)$$

6. Постройте температурный график теплотен для одного из климатических районов.

7. Определите $\varphi_{\text{н}}^{\text{опт}}$ для магистрали тепловой сети для расхода $G_{\text{с.н}} = 12$ тыс. т/ч, задайтесь необходимыми исходными данными.

где $\eta_{\text{э.н}}^{\text{КЭС}}$ — КПД конденсационной турбоустановки нетто; $\eta_{\text{к.н}}^{\text{э.н}}$ — КПД нетто энергетического котла; $\eta_{\text{к.н}}^{\text{кот.н}}$ — КПД котла нетто в районной котельной; $\eta_{\text{т.п}}^{\text{э.н}}$ — КПД теплового потока; $\eta_{\text{н}}^{\text{э.н}}$ — КПД районной котельной по отпуску теплоты ($\eta_{\text{н}} = 1$, если при отпуске теплоты нет потерь в дополнительных теплообменниках).

Другим решением является комбинированная выработка теплоты и электроэнергии, осуществляемая на едином энергетическом предприятии — ТЭЦ.

Рассмотрим принципиальную схему ТЭЦ, представленную на рис. 11.2. Пар из котла 1 поступает в турбину 2, в которой расширяется до противодавления $p_{\text{п}}$, необходимого для потребителя 3. Обратный конденсат технологического пара возвращается на ТЭЦ, где поступает в деаэратор 4, после которого питательным насосом 5 питательная вода подается в котел.

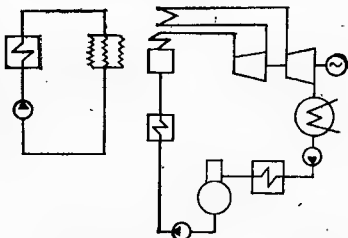


Рис. 11.1. Схема раздельного производства теплоты и электрической энергии

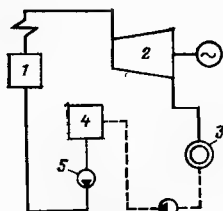


Рис. 11.2. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ

Особенность установки с противодавленческой турбиной (П-турбиной) состоит в отсутствии потери теплоты в холодном источнике, так как отработавший пар покидает турбину при повышенном давлении, требуемом для потребителей. Теплопадение в П-турбине соответственно меньше, чем в турбине конденсационной, что также снижает развиваемую мощность:

$$\begin{aligned} N_{\text{п}} &= D_{\text{п}} \Delta h_{\text{т}} \eta_{\text{т}} = \\ &= D_{\text{п}} (h_0 - h_{\text{п}}) \eta_{\text{т}} \eta_{\text{г}}. \end{aligned} \quad (11.2)$$

Потребитель получает теплоту в количестве

$$Q_{\text{п}} = D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{о.к}}'). \quad (11.3)$$

При этом принимается, что весь конденсат: отпускаемого потребителю пара возвращается на ТЭЦ с энтальпией $h_{\text{о.к}}'$. Если конденсат возвращается частично, т. е. $D_{\text{о.к}} < D_{\text{п}}$, то

$$\begin{aligned} Q_{\text{п}} &= D_{\text{п}} h_0 - D_{\text{о.к}} h_{\text{о.к}} - \\ &- (D_{\text{п}} - D_{\text{о.к}}) h_{\text{д.в}}'. \end{aligned} \quad (11.4)$$

Это означает, что у потребителя теряется часть конденсата и эта потеря возмещается добавочной водой с энтальпией $h_{\text{д.в}}'$, соответствующей температурному уровню окружающей среды.

Отношение $N_{\text{п}}$ к $Q_{\text{п}}$ называется удельной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении, МВт/МВт:

$$\varepsilon = N_{\text{п}} / Q_{\text{п}}. \quad (11.5)$$

Показатель ε характеризует совершенство процесса выработки электроэнергии на тепловом потреблении: чем выше ε , тем выше электрическая мощность, развиваемая на тепловом потреблении без потерь в холодном источнике.

Подставим в (11.5) значения $N_{\text{п}}$ и $Q_{\text{п}}$:

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h_{\text{п}}}{h_{\text{п}} - h_{\text{о.к}}'} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{г}}. \quad (11.6)$$

Из (11.6) видно, что ε растет с ростом начальных параметров пара, с ростом $\eta_{\text{о.т}}$ турбины и снижением с повышением противодавления.

Обычно П-турбины имеют отборы пара на регенеративный подогрев питательной воды, и тогда ε подсчитывают иначе, чем по (11.6):

$$\varepsilon = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{п}}} = \frac{D \Delta h_{\text{тгр}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{г}}}{D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{о.к}}')}, \quad (11.7)$$

где D — расход пара на турбину с учетом регенеративных отборов;

$\Delta h_{\text{тгр}} = \sum_1^f \alpha_i \Delta h_{ti}$ — приведенное теплопадение с учетом регенеративных отборов.

Таким образом, регенеративный подогрев повышает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Теплофикационные П-турбины применяются тогда, когда потребление пара $D_{\text{п}}$ достаточно устойчиво как в суточном, так и в годовом разрезе. Такое устойчивое потребление при круглосуточной работе имеют, например, нефтеперерабатывающие и нефтехимические комбинаты.

Как видно из (11.2), развиваемая электрическая мощность П-турбоустановок однозначно зависит от теплового потребления и эти установки работают по тепловому графику.

При переменном суточном или сезонном потреблении для покрытия переменной части графика тепловой нагрузки применяют теплофикационные турбины с регулируе-

мыми отборами и конденсацией пара. Схема такой турбоустановки приведена на рис. 11.3. Пар из котла 1 поступает в ЦВД турбины 2. После ЦВД пар направляется частично в регулируемый отбор к потребителю 6, частично в ЦСД 3. После ЦСД часть пара направляется во второй регулируемый отбор, используемый для подогрева сетевой воды в подогревателе 7, а оставшийся пар через ЦНД 4 поступает в конденсатор турбины 5. Проточная часть подобной турбины рассчитана так, что при закрытых регулируемых отборах пара на чисто конденсационном режиме можно получить номинальную мощность.

Это позволяет турбине при частичных (немаксимальных) нагрузках регулируемых отборов работать по электрическому графику, т. е. развивать заданную электрическую мощность вплоть до номинальной. Верхний регулируемый отбор, предназначенный для отпуска технологического пара, называется промышленным (П). Давление пара в П-отборе поддерживается обычно на уровне $1,3 \pm 0,3$ или $1,0 \pm \pm 0,3$ МПа.

Нижний регулируемый отбор называется отопительным (Т), давление в нем поддерживается на уровне $0,07—0,25$ МПа.

Пар, поступающий в турбину, можно разделить на три потока: в промышленный отбор (доля его α_n), в отопительный отбор (доля его α_t) и конденсационный (доля его α_k). Чем выше значение регулируемых отборов, тем меньше конденсационный поток пара, ибо они зависят от расхода пара на турбину и суммарной развиваемой мощности. Максимальная мощность, достигаемая в теплофикационных режимах, равна 1,2 номинальной и достигается при расходе пара в головную часть турбины, близком к максимальному, и значительном (близком к максимальному) пропуске пара в конденсатор. Минимальный пропуск пара в конденсатор определяется значением вентилей

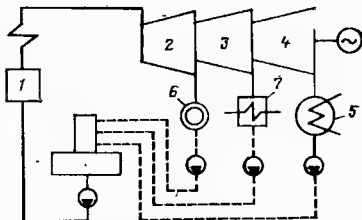


Рис. 11.3. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной типа ПТ

ляционного пропуска пара через ЦНД. При полностью закрытой регулирующей поворотной диафрагме, являющейся регулирующим органом для отопительного отбора, вентиляционный пропуск пара в ЦНД обеспечивается зазорами диафрагмы.

Наиболее экономичные режимы работы теплофикационной турбины соответствуют минимальному конденсационному потоку пара, так как при этом потеря теплоты в конденсаторе минимальна.

При комбинированной выработке теплоты и электроэнергии, дающей значительную экономию топлива за счет сокращения потерь теплоты в холодном источнике, получают два вида продукции: теплоту и электроэнергию. Для того чтобы в конечном счете рассчитать себестоимость теплоты и электроэнергии, надо распределить расходуемое топливо между двумя видами продукции. Этот вопрос может быть решен различными методами. В СССР принято такое распределение, при котором вся экономия топлива относится к электроэнергии, а расход топлива на производство теплоты принимается таким же, как и при раздельной схеме:

$$B_Q = \frac{Q_n}{\eta_k^{\text{э.н.}} \eta_{\text{т.т.}} \eta_n^{\text{ОП}}} \quad (11.8)$$

Соответственно получаем удельный расход условного топлива в

килограммах на 1 ГДж отпускаемой теплоты:

$$b_Q = \frac{34,1}{\eta_k^{\text{в.н.}} \eta_{\text{тн}} \eta_{\text{лн}}} \quad (11.8a)$$

Расход топлива на производство электроэнергии B_e может быть получен путем вычитания из полного расхода топлива B расхода топлива на производство теплоты B_Q : $B_e = B - B_Q$. Из (11.8) следует, что частный КПД ТЭЦ по выработке теплоты

$$\eta_c = \eta_k^{\text{в.н.}} \eta_{\text{тн}} \eta_{\text{лн}} \quad (11.9)$$

Частный КПД ТЭЦ по выработке электроэнергии

$$\eta_s^{\text{н}} = \eta_s^{\text{н}} \eta_{\text{тн}} \eta_k^{\text{в.н.}} \quad (11.10)$$

Расход электроэнергии на собственные нужды также распределяется между производствами теплоты и электроэнергии. Собственные нужды котельной установки (размол и транспортировка пыли, тяга и дутье, питательный насос) распределяются пропорционально B_Q и B_e .

Расход электроэнергии на циркуляционные и конденсационные насосы относится целиком к производству электроэнергии, а расход электроэнергии на сетевые насосы, конденсатные насосы сетевых подогревателей и подпиточные насосы — к производству теплоты.

Выражение (11.10) аналогично соответствующему выражению для КЭС. Разница в том, что $\eta_s^{\text{н}}$ — частный электрический КПД по выработке электроэнергии нетто — равен отношению теплоты, превращенной в электроэнергию, за вычетом собственных нужд, к теплоте, затраченной на выработку электроэнергии, т. е. полному расходу теплоты на турбоустановку Q_0 за вычетом теплоты, затрачиваемой на ее транспорт:

$$\eta_s^{\text{н}} = \frac{N_s - N_{\text{с.н}}}{Q_0 - Q_{\text{тн}}/\eta_{\text{лн}}} \quad (11.11)$$

Значение η_s можно записать, пользуясь названными выше долями

поток пара:

$$\eta_s = \frac{\alpha_k(h_0 - h_n) + \alpha_r(h_0 - h_r) + \alpha_k(h_0 - h_n) + \alpha_r(h_0 - h_r) + \alpha_k(h_0 - h_k)}{\alpha_k(h_0 - h_n) + \alpha_r(h_0 - h_r) + \alpha_k(h_0 - h_k)} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \quad (11.12)$$

Из выражения (11.12) следует, что для П-турбины при $\alpha_k = 0$

$$\eta_s^{\text{н}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \quad (11.13)$$

При $\alpha_k \geq \alpha_{\text{к мин}}$ $\eta_s < \eta_s^{\text{н}}$.

Из показанного следует, что минимальный удельный расход условного топлива на киловатт-час может быть достигнут на ТЭЦ с П-турбинами:

$$b_s^{\text{н}} = \frac{3600}{29330 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \eta_k \eta_{\text{лн}}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \eta_k \eta_{\text{лн}}} \quad (11.14)$$

К примеру, при $\eta_k = 0,9$; $\eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = 0,98$; $\eta_{\text{лн}} = 0,99$ удельный расход условного топлива $b_s^{\text{н}}$ равен 0,143 кг/(кВт·ч).

Следует отметить, что $\eta_s^{\text{н}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}}$ и не зависит ни от совершенства проточной части турбины, ни от уровня начальных параметров пара, а потому не позволяет сравнивать П-установки между собой по тепловой экономичности.

Для сопоставления П-установок удобно пользоваться показателем ε . Пусть имеем две П-турбины I и II и $\varepsilon_I > \varepsilon_{\text{II}}$. Определим расход теплоты при отпуске $Q_{\text{от}}$:

$$Q_I = Q_{\text{от}} + \varepsilon_I / \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}}; \quad (11.15)$$

$$Q_{\text{II}} = Q_{\text{от}} + \varepsilon_{\text{II}} / \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} + (\varepsilon_I - \varepsilon_{\text{II}}) / \eta_{\text{т}}^{\text{КЭС}} \quad (11.16)$$

Поскольку обязательными условиями сопоставления энергетических установок являются равные тепловая и электрическая мощности, равный отпуск теплоты и электроэнергии, в выражение для Q_{II} добавлен член $(\varepsilon_I - \varepsilon_{\text{II}}) / \eta_{\text{т}}^{\text{КЭС}}$. Этот член означает расход теплоты на замещающей КЭС на выработку электроэнергии $\varepsilon_I - \varepsilon_{\text{II}}$, необходимой для приведения второго варианта к равной выработке электроэнергии с первым вариантом.

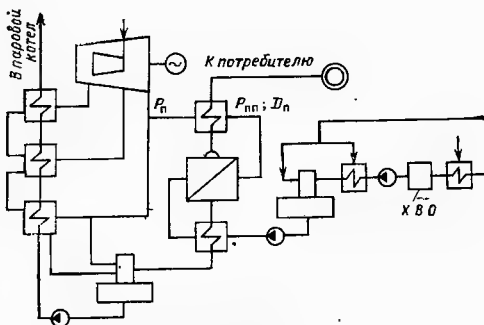


Рис. 11.5. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с П-турбиной и паропреобразовательной установкой

ет в паропреобразователь ПП, вторичный пар которого, слегка перегретый в паропаровом перегревателе ППе, направляется к потребителю. Конденсат греющего пара сохраняется на ТЭЦ, и, таким образом, внешние потери конденсата отсутствуют. Паропреобразователь — это испаритель, вторичный пар которого не конденсируется, а направляется к потребителям. Паропреобразователь питается химически очищенной (обычно Н-катионированной) деаэрированной водой.

Передача тепла в пароперегревателе и в паропреобразователе требует некоторого температурного напора (в паропреобразователе $\Delta t_{\text{нп}} = 12 \div 15^\circ\text{C}$), который обеспечивается повышением давления пара в противодавлении турбины по сравнению с давлением технологического пара примерно на $\Delta p = 0,5 \text{ МПа}$. Это приводит к соответствующему снижению удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, а в конечном счете — к пережогу топлива по сравнению с вариантом непосредственного отпуска пара из отбора. Решение вопроса о выборе схемы восполнения внешних потерь конденсата решается сопоставлением вариантов по величине годовых приведенных затрат.

На рис. 11.6 приведена принципиальная тепловая схема турбины Т-100-130, имеющей два отопительных отбора, из которых один является регулируемым. Нижний отопительный отбор Т1 осуществлен после ЦСД, и пар из него направляется в первый сетевой подогреватель СП1.

Поворотные диафрагмы размещены перед входом пара в ступени двухпоточного ЦНД. Верхний отопительный отбор Т2 осуществлен после 21-й ступени из ЦСД, пар из него направляется в верхний сетевой подогреватель СП2. Основным конденсат турбины конденсатным насосом последовательно прокачивается через подогреватель эжекторов ПЭ, сальниковый холодильник СХ, сальниковый подогреватель ПС и группу из четырех ПНД в деаэризатор. В ПНД осуществляется каскадный слив дренажей от П4 до П1, а затем дренаж сливным насосом подается в линию основного конденсата после П1. Конденсат сетевых подогревателей конденсатными насосами подается в линию основного конденсата: из СП1 после П1, из СП2 после П2. Подогреватель ПЗ имеет выносной охладитель дренажа. Деаэризатор 0,6 МПа получает греющий пар из третьего отбора, из которого питается паром

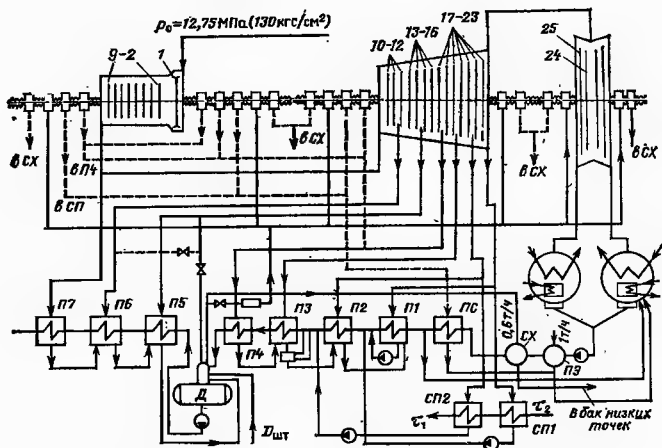


Рис. 11.6. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-100-130

также ПВД5. При сниженном расходе пара на турбину, когда давление пара в третьем отборе снижается и оказывается недостаточным для питания деаэратора, работающего при постоянном давлении 0,6 МПа, питание деаэратора паром переводится на второй отбор. В деаэратор сливаются дренажи ПВД, а также поступают протечки пара от штоков стопорного и регулирующих клапанов. Из деаэратора берется пар на коллектор уплотнений, в котором автоматически поддерживается давление 0,102 МПа, на эжектор отсосов от концевых уплотнений турбины и главные эжекторы. Отвод протечек пара через концевые уплотнения турбины показан на схеме рис. 11.6.

В конденсаторах турбины предусмотрены встроенные пучки, в которые может подаваться сетевая вода. При этом получается трехступенчатый подогрев сетевой воды. Такой режим называется режимом с противодавлением, так как при нем отсутствует потеря тепла в конденсаторе. При режиме с противодавлением проток циркуляционной воды через конденсатор прекраща-

ется, поворотные диафрагмы полностью закрыты и заstopорены в таком положении. На режим с противодавлением переходят тогда, когда достигается номинальная загрузка отопительных отборов.

В конденсаторах устанавливается ухудшенный вакуум в соответствии с температурой и расходом сетевой воды. При режиме трехступенчатого подогрева утилизируется теплота пара вентиляционного пропуска пара в ЦНД, но несколько снижается развиваемая электрическая мощность из-за повышения потерь в ЦНД при уменьшении расхода и увеличении плотности пара.

Турбины типа Т-100-130 Уральского турбомоторного завода (ТМЗ) хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации и получили широкое распространение на ТЭЦ. Идея, реализованные в турбине Т-100-130, были применены также и для других теплофикационных агрегатов. Так, получило распространение применение двухступенчатого подогрева сетевой воды паром от двух отопительных отборов. При этом от регулирования давления пара верхнего теплофикационного

отбора перешли к регулированию отпуска тепла с горячей водой по величине повышения ее температуры.

Более крупная турбина ТМЗ типа Т-175-130 в основном повторяет принципы построения турбины Т-100-130. Эта турбина унифицирована по ЦВД с турбинами Р-100-130 и ПТ-135-130 и по ЦНД с турбиной Т-250-240. Турбина имеет на конденсационном режиме мощность 210 МВт и соответственно снижает электрическую мощность при загрузке отопительных отборов до 175 МВт.

При полном закрытии поворотных диафрагм в ЦНД подача пара в последний из ресиверных труб от ЦСД прекращается путем закрытия специальных задвижек. При этом в ЦНД подается охлажденный вентиляционный пар из верхнего отопительного отбора в количестве 30 т/ч. Такой режим работы по тепловому графику был предложен УТМЗ для турбин Т-250-240 и распространен на турбины Т-175-130. Этот режим исключает подогрев

сетевой воды в теплофикационных пучках конденсатора и повышение давления пара в конденсаторе при малом пропуске в него пара как условия, неблагоприятные для лопаток ЦНД.

Появились также турбины, унифицированные с конденсационными энергоблоками, что позволило применять однотипные паровые котлы.

Так, теплофикационная турбоустановка Т-250-240 (ТМЗ) унифицирована с блоком К-300-240 по начальным параметрам пара и промежуточному перегреву пара, что позволяет использовать однотипные котлы. Мощность конденсационного режима равна 300 МВт.

Принципиальная тепловая схема теплофикационного энергоблока с турбиной Т-250-240 приведена на рис. 11.7. Турбина — четырехцилиндровая, имеет один ЦВД, два ЦСД и двухпоточный ЦНД. Применен паровой привод питательного насоса. Пар из противодавления приводной турбины питательного насоса поступает в ЦСД II, из которого осуществляются оба отопительных

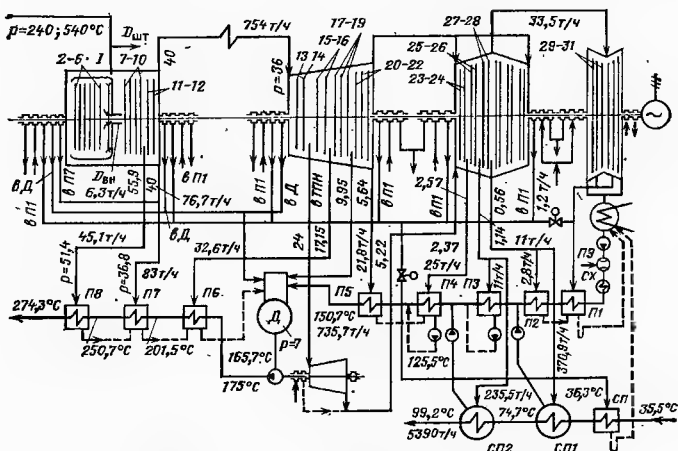


Рис. 11.7. Принципиальная тепловая схема теплофикационной турбины Т-250-240

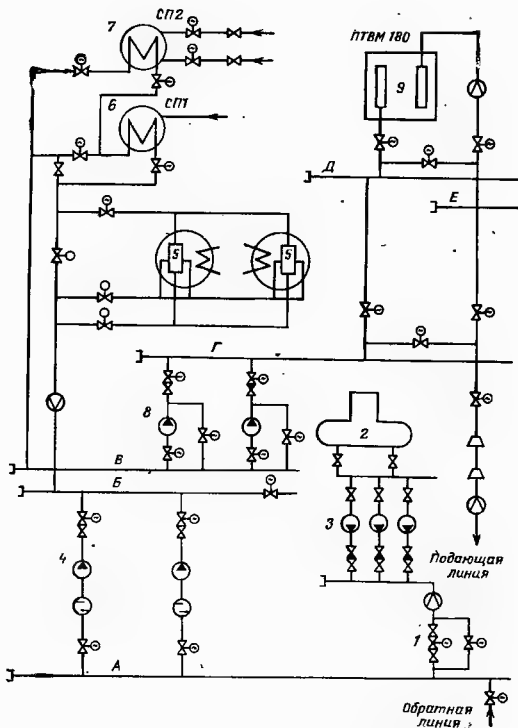


Рис. 11.9. Схема сетевой подогревательной установки

телей технологического пара на случай отказа одной из турбин. При установке турбин различных типов можно установить однотипные котлы. Важным элементом полной тепловой схемы ТЭЦ является сетевая подогревательная установка, схема которой для ТЭЦ с турбиной Т-100-130 показана на рис. 11.9. По обратным радиальным магистралям сетевая вода от потребителей теплоты возвращается на ТЭЦ в магистраль обратной сетевой воды А, которая является общей для всей ТЭЦ. Подпиточная химочищенная

вода деаэрируется в деаэраторе 2 и подпиточными насосами 3 (два рабочих, один резервный) через регулирующий клапан 1 подается в магистраль обратной сетевой воды. Сетевые насосы первой ступени 4 прокачивают сетевую воду через систему подогревателей: теплофикационные пучки в конденсаторе 5, нижний сетевой подогреватель 6 и верхний сетевой подогреватель 7. Затем сетевая вода поступает во всасывающую магистраль сетевых насосов В. После сетевых насосов второй ступени 8 имеется напорная

магистраль сетевой воды Γ , от которой сетевая вода подается в магистраль Δ пиковых водогрейных котлов 9. После пиковых водогрейных котлов сетевая вода поступает в подающую станционную магистраль E , из которой распределяется по радиусам тепловой сети. Таким образом, каждая турбина Т-100-130 имеет свою сетевую подогревательную установку, которая работает изолированно от соседних, с тем чтобы через $СП1$ и $СП2$ проходил один и тот же расход воды. Вместе с тем имеется ряд секционированных магистралей $A-E$, позволяющих перераспределять сетевую воду между установками.

Все элементы имеют обводные линии, позволяющие менять схему подогрева и осуществлять при необходимости одноступенчатый, двухступенчатый и трехступенчатый подогревы сетевой воды, а также выводить оборудование в резерв или ремонт.

11.4. Выбор основного и вспомогательного оборудования ТЭЦ

При выборе оборудования ТЭЦ определяющим является заданная тепловая нагрузка по технологическому пару — расход и давление, и по горячей воде — $Q_{с.в}^p$ с разделением на отопительную нагрузку $Q_{от}^p$ и нагрузку горячего водоснабжения $Q_{г.в}^p$.

Технологическая паровая нагрузка может разделяться на составляющие при различных давлениях пара. Поскольку технологическая нагрузка переменна в течение года, целесообразно рассчитывать промышленные отборы турбин на покрытие не 100%-ной максимальной нагрузки, а примерно 0,9—0,85 $D_{п.м.}$. Часть промышленной паровой нагрузки может покрываться от РОУ или от пиковых паровых котлов низкого давления. Для промышленных ТЭЦ, предназначенных для покрытия потребности в технологическом паре, выбор теплофикацион-

ных турбин различного типа является технико-экономической задачей и требует сопоставления вариантов по значению годовых приведенных затрат.

При этом применяются турбины с противодавлением (Р-50-130 и Р-100-130), турбины конденсационные с регулируемыми отборами (ПТ-60-130, ПТ-80-130, ПТ-135-130) и турбины с отопительными отборами (Т-50-130, Т-100-130, Т-175-130, Т-180-130). Для ТЭЦ подобного типа применяется обычно секционированная схема главных паропроводов с переключательной магистралью, которая позволяет устанавливать однотипные паровые котлы. Широко применяются паровые котлы 420 т/ч Барнаульского котельного завода (БКЗ), выпускаемые с несколькими модификациями топков для различных видов топлива. Разработан котел паропроизводительностью 820 т/ч с пылеугольной топкой кольцевого типа.

Число и производительность параллельно работающих паровых котлов должны быть выбраны таким образом, чтобы при выходе из строя одного котла оставшиеся в работе, включая и пиковые водогрейные котлы, обеспечивали максимально длительный отпуск пара на производство и средний за наиболее холодный месяц отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение; при этом для ТЭЦ, работающих в энергосистеме, допускается снижение электрической мощности на 10%.

Поскольку пиковые водогрейные котлы выбираются по расчетной наружной температуре, при любой более высокой температуре имеется резерв по пиковым котлам, который может быть реализован в случае выхода из строя одного из энергетических котлов. Указанное положение о выборе числа котлов при некоторой комбинации турбин может привести к необходимости установки резервного котла. Котельное вспомогательное оборудование выбирается так же, как и на КЭС.

Для чисто отопительных ТЭЦ, которые строятся для обеспечения теплоснабжения больших жилых массивов, определяющей величиной является заданная расчетная нагрузка при расчетной наружной температуре $\Sigma Q_{с.в.}^p$. Для выбора числа турбин задаются коэффициентом теплофикации $\alpha_{тэц}$. Последний представляет собой отношение суммарной тепловой мощности отборов турбин $\sum_i Q_{ti}^{ном}$ к $\Sigma Q_{с.в.}^p$:

$$\alpha_{тэц} = \sum_i Q_{ti}^{ном} / \Sigma Q_{с.в.}^p \quad (11.17)$$

На основании проведенных технико-экономических исследований рекомендуется принимать $\alpha_{тэц}^{опт} = 0,5 \div 0,6$.

Пример. Задано $\Sigma Q_{с.в.}^p = 2000$ МВт. Для Т-100-130 $Q_{т}^{ном} = 200$ МВт. Задается $\alpha_{тэц} = 0,5$. Тогда имеем

$$\sum_i Q_{ti} = \alpha_{тэц} \Sigma Q_{с.в.}^p = 0,5 \cdot 2000 = 1000 \text{ МВт.}$$

Число турбин Т-100-130 составит $i = 1000/200 = 5$. Принимаем пять турбин.

Пиковые водогрейные котлы выпускаются на тепловые мощности 116 и 208 МВт (соответственно 100 и 180 Гкал/ч).

Принимаем к установке пять пиковых водогрейных котлов КВ-ГМ-180.

При выборе турбин для отопительной ТЭЦ возможен ряд вариантов, определяемых различными типами теплофикационных турбин:

Тип турбины	T-100-130	T-175-130	T-180-130	T-250-250
Номинальная тепловая мощность отборов, МВт (Гкал/ч)	209,3 (180)	314 (270)	290,7 (250)	383,7 (330)
Номинальная электрическая мощность, МВт	110	175	180	240
Максимальная электрическая мощность, МВт	120	210	210	300
Максимальный расход пара на турбину, т/ч	480	780	670	950
Удельный расход теплоты, кДж (кВт·ч) [ккал/(кВт·ч)], на конденсационном режиме	9021 [2153]	8824 [2106]	8459,6 [2019]	7990,3 [1901]

Сопоставляемые варианты должны быть приведены к равным годовым отпускам теплоты и электроэнергии. При проведении расчетов следует отдельно считать расход топлива и отпуск электроэнергии за отопительный сезон и за летний период:

$$B_{год} = B_{о.с.} + B_{л.с.} \quad (11.18)$$

С другой стороны, имеем

$$B_{о.с.} = B_{пит} + B_{э.л.}^{э.л.} + B_{э.о.с.} \quad (11.19)$$

где $B_{пит}$ — расход топлива на пиковые источники теплоты (водогрейные котлы) за отопительный сезон:

$$B_{пит} = B_{пит}^{о.с.} b_{пит}^{пит}, \quad (11.20)$$

$$Q_{пит}^p = Q_{от}^p + Q_{гр}^p - Q_{т}^{ном} \quad (11.21)$$

По аналогии с формулой (В.7) имеем

$$\bar{Q}_{пит}^{о.с.} = a (Q_{пит}^p / Q_{от}^p)^{1/\lambda + 1}, \quad (11.22)$$

где λ определяется из выражения (10.6);

$$Q_{пит}^{о.с.} = \bar{Q}_{пит}^{о.с.} Q_{от}^p \tau_{о.с.} \tau_{л.с.} \quad (11.23)$$

см. также формулу (10.4).

Здесь $b_{пит}^{пит}$ — удельный расход условного топлива на отпускаемую теплоту, кг/ГДж, с учетом затрат электроэнергии в пиковых источниках теплоты:

$$b_{пит}^{пит} = 34,1 / \eta_{к.п.к.н}^{п.в.к.н} + \varepsilon_{пер}^{с.н.э.} b_{э}^{от}. \quad (11.24)$$

Расход топлива за отопительный сезон на отпуск теплоты с горячей водой за счет теплофикационных отборов

$$B_{Q_{о.с.}} = Q_{т.о.с.} [34,1 / \eta_{к.п.к.н}^{э.н.} \eta_{т.к.} \eta_{п.т.} + \varepsilon_{пер}^{с.н.э.} b_{э}^{от}]. \quad (11.25)$$

Второй член учитывает расход топлива на электрические собственные нужды сетевой подогревательной установки за отопительный сезон.

Здесь $\epsilon_{\text{пер}}^{\text{с.в.}}$ — удельный расход электроэнергии при отпуске 1 ГДж на сетевые насосы, конденсатные насосы сетевых подогревателей, подпиточные насосы.

Расход топлива на электроэнергию за отопительный сезон $B_{\text{э.о.с}}$ определим на основании расчета ряда режимов. Значительная часть отопительного сезона проходит при режиме работы по теплоемкому графику с постоянной тепловой нагрузкой Q_T . Для упрощения сопоставительных расчетов принимаем, что и в остальной части отопительного сезона при $\epsilon_T < \epsilon_T^{\text{ном}}$ имеет место режим работы по теплоемкому графику. Тогда, просчитав ряд режимов и определив N_T — мощность, развиваемую в режимах работы по теплоемкому графику, нанесем соответствующие значения N_T на графике Росандера (см. рис. 10.2.6). Полученная кривая изменения мощности турбины за отопительный сезон ограничивает площадку, которая дает нам значение $\epsilon_{\text{т.о.с}}$. Тогда имеем

$$B_{\text{э.о.с}}^{\text{от}} = \epsilon_{\text{т.о.с}}^{\text{от}} b_{\text{т}}^{\text{от}}, \quad (11.26)$$

где $b_{\text{т}}^{\text{от}}$ — удельный расход топлива на отпущенный 1 кВт·ч:

$$b_{\text{т}}^{\text{от}} = q_T / \eta_{\text{м.т}} \eta_{\text{т.т}} Q_{\text{н.р.}}, \quad (11.26a)$$

q_T — удельный расход теплоты на 1 кВт·ч в режиме работы турбины по теплоемкому графику:

$$q_T = 3600 \left(1 + \frac{\Delta N_{\text{м.г.}} + N_{\text{т.вт}} + \Delta Q_K + Q_{\text{вв}}}{N_T} \right), \quad (11.26b)$$

q_T определяется по обратному балансу: $\Delta N_{\text{м.г.}}$ — потери механические и в электрическом генераторе; $N_{\text{т.вт}}$ — внутренняя мощность (первого) парового привода питательного насоса; ΔQ_K — потеря теплоты в конденсаторе с вентиляционным паром; $Q_{\text{вв}}$ — внешние потери теплоты. Так, для Т-100-130 при трехступенчатом подогреве $\Delta N_{\text{м.г.}} = 1,8$ МВт; $N_{\text{т.вт}} = 0$; $\Delta Q_K = 0$; $Q_{\text{вв}} = 2,1$ МВт; $q_T = 3600 + (3,9 - 3600) / 100 = 3740$ кДж/(кВт·ч) [8935 ккал/(кВт·ч)].

Расход топлива за летний сезон $B_{\text{л.с.}}$, так же как и за отопительный, подсчитыва-

ется как сумма величин:

$$B_{\text{л.с.}} = B_{\text{л.с.}} + B_{\text{э.л.с.}}, \quad (11.27)$$

$$B_{\text{Q.л.с.}} = Q_{\text{г.в.л.с.}} b_{\text{Q}}^{\text{эк}}, \quad (11.28)$$

где $Q_{\text{г.в.л.с.}} = Q_{\text{г.в.}}^{\text{л.с.}} \tau_{\text{л.с.}}$; $Q_{\text{г.в.}}^{\text{л.с.}} = 0,85 Q_{\text{г.р.}}^{\text{л.с.}}$; $\tau_{\text{л.с.}}$ — продолжительность летнего сезона.

Расход топлива на производство электроэнергии в свою очередь следует разделить на теплофикационный и конденсационный режимы с учетом времени ремонтов, которые на ТЭЦ обычно проводятся летом.

При сопоставлении вариантов с разными типами теплофикационных турбин следует учитывать только переменную часть приведенных затрат. Так, затраты на тепловую сеть не надо учитывать, поскольку она одинакова.

Наиболее удобно сопоставление при равном значении $\Sigma Q_{\text{т.}}^{\text{ном}}$. Так, например, имеем: две турбины Т-175-130 дают $2 \times 314 = 628$ МВт ($2 \times 270 = 540$ Гкал/ч); три турбины Т-110-130 дают $3 \times 209,3 = 628$ МВт ($3 \times 180 = 540$ Гкал/ч). В этом случае при равном $\alpha_{\text{тэц}}$ расходы $B_{\text{пит}}$ также будут равны. Расходы $B_{\text{Q.с.}}$ и $B_{\text{Q.л.с.}}$ будут также равны.

Разница между вариантами выразится в разнице выработки электроэнергии и в расходе топлива, затраченного на это.

Переменная часть приведенных затрат в этом случае

$$\begin{aligned} Z_{\text{год}} = & (B_{\text{э.о.с.}} + B_{\text{э.л.с.}}) c_{\text{т}} + \\ & + K_{\text{ТЭЦ}} (E_{\text{в}} + E_{\text{отч}}) + \Delta \epsilon_{\text{э.э.}}, \end{aligned} \quad (11.29)$$

где $\Delta \epsilon$ — добавка в выработке электроэнергии для варианта, имеющего меньшую выработку; для определения $\epsilon_{\text{о.с.}}$ и $B_{\text{э.о.с.}}$ необходимо рассчитать режимы турбины при различных $t_{\text{н.в.}}$ — от $t_{\text{н.в.}}^{\text{р.}}$ до $t_{\text{н.в.}}^{\text{с.}}$.

Аналогично решается задача определения оптимального коэффициента теплофикации для заданного типа теплофикационной турбины. Задача решается сравнением по приведенным затратам нескольких вариантов с различными $\alpha_{\text{тэц}}$. Так, для турбины Т-100-130 при заданном $Q_{\text{с.р.}}^{\text{р.}} = 1670$ МВт имеем:

Вариант $\Sigma Q_{\text{т.}}^{\text{ном}}$	3×Т-100-130	4×Т-100-130	5×Т-100-130
МВт	3×209,3=628	4×209,3=837	5×209,3=1046,5
Гкал/ч	3×180=540	4×180=720	5×180=900
$\alpha_{\text{тэц}}$	0,375	0,5	0,625
$Q_{\text{пит.}}^{\text{р.}}$			
МВт	1042	833	623,5
Гкал/ч	900	720	540

Сетевые подогреватели на ТЭЦ выбираются для каждой турбоустановки отдельно в соответствии с принятой тепловой нагрузкой отопительных отборов (для турбин ПТ-60-130, ПТ-80-130, ПТ-135-130). При этом общая паровая магистраль для пара отопительного отбора 0,12 МПа не предусматривается. Рекомендуется устанавливать две ступени основных сетевых подогревателей с обеспечением одинакового расхода сетевой воды через обе ступени.

Для турбин, имеющих только отопительные отборы, сетевые подогреватели горизонтального типа поставляются турбинными заводами в комплекте с турбинами. Сетевые подогревательные установки требуют применения конденсатных насосов сетевых подогревателей, сетевых насосов подпорных и основных и подпиточных насосов. Конденсатные насосы сетевых подогревателей при двухступенчатом подогреве выбираются с резервным насосом для первой ступени подогрева. При одноступенчатом подогреве устанавливаются два конденсатных насоса без резерва.

Сетевые, подпорные и подпиточные насосы выбираются в соответствии с гидравлическим расчетом и режимом работы тепловых сетей с учетом летнего режима работы. Предусматривается установка резервных подпорных и подпиточных насосов — по одному на каждые пять рабочих насосов. При этом рекомендуется при постепенном и длительном развитии системы теплоснабжения проверять целесообразность установки временных сетевых насосов или электродвигателей с уменьшенной частотой вращения или колес с меньшим диаметром для промежуточного этапа развития системы с последующей заменой их на более мощные, соответствующие конечному развитию.

На ТЭЦ суммарная производительность деаэраторов выбирается по максимальному расходу питательной воды.

Суммарный запас питательной воды в баках основных деаэраторов должен составлять для ТЭЦ на время работы котлов не менее 15 мин. При наличии на ТЭЦ атмосферных деаэраторов добавочной воды все аэрированные потоки с температурой более 50°C должны направляться в эти деаэраторы, а с более низкой температурой — в конденсаторы турбин. В установках без атмосферных деаэраторов все аэрированные потоки должны вводиться в цикл через конденсатор турбины, где производится первая ступень деаэрации.

Для хранения запаса питательной воды используются баки запаса обессоленной воды. На ТЭЦ устанавливаются три бака вместимостью по 500 м³, на ТЭЦ с турбинами Т-250-240 — три бака вместимостью по 1000 м³. Один из баков предназначен для сбора загрязненного конденсата. Редукционно-охладительные установки, предназначенные для резервирования регулируемых отборов технологического пара, предусматриваются по одной для различных параметров пара с производительностью, равной максимальному отбору одной турбины. РОУ для резервирования отопительных отборов не устанавливаются.

При выходе из строя одной турбины ТЭЦ должна обеспечить отпуск не менее 80% максимального отпуска теплоты с сетевой водой.

Водоснабжение для ТЭЦ выбирается по летнему режиму при отсутствии отопительной нагрузки. В качестве расчетной принимается температура охлаждающей воды 20°C.

Предельной температурой охлаждающей воды для номинальной конденсационной нагрузки принимают 33°C, с тем чтобы абсолютное давление в конденсаторе не превышало 0,012—0,02 МПа. Для отопительных и промышленных ТЭЦ обычно принимается обратная система технического водоснабжения с градирнями.

Циркуляционные насосы устанавливаются либо в машинном зале по два на турбину, либо в центральной насосной.

ВОПРОСЫ К ОДИННАДЦАТОЙ ГЛАВЕ

1. Чему равен электрический КПД П-установки? Как сравнить между собой П-установки по тепловой экономичности?

Глава двенадцатая

Режимы работы ТЭЦ

12.1. Режимы работы теплофикационной турбоустановки с промышленным и отопительным отборами

Режимы работы теплофикационных турбин отличаются многообразием. Прежде всего следует их разделить на теплофикационные (с отпуском теплоты) и конденсационные. Последние могут иметь место летом на отопительных ТЭЦ. Теплофикационные режимы в свою очередь следует разделить на режимы работы по тепловому графику, при которых электрическая мощность однозначно определяется тепловой нагрузкой отборов, и режимы работы по электрическому графику, при которых имеется возможность изменять электрическую мощность в некотором диапазоне, изменяя конденсационный поток пара.

Рассмотрим в первую очередь режимы работы турбоустановки типа ПТ. Если для конденсационных турбин режимная характеристика для номинальных условий (номинальные параметры пара, расчетная схема регенеративного подогрева, расчетные температуры и расход охлаждающей воды, расход питательной воды равен расходу пара на турбину) выражается линией, то диаграмма режимов для теплофикационных турбин с регулируемой отборами пара и конденсацией представляет собой целое поле или даже два поля (для турбины с дву-

2. Как сопоставить ТЭЦ с теплофикационными турбинами и раздельную установку по приведенным затратам?

3. Как сопоставить по приведенным затратам варианты ТЭЦ с паропреобразователями и ТЭЦ с обессоливающей установкой?

4. В чем состоят особенности турбоустановки Т-100-130?

5. В каких случаях на ТЭЦ применяется блочная схема и в каких неблочная?

6. Как определяются годовой расход топлива на ТЭЦ и его составляющие?

мя отборами диаграмма занимает верхний и нижний квадранты). Это означает, что при одной и той же электрической нагрузке может быть множество значений тепловой нагрузки. К этому надо добавить, что диаграмма режимов действительна для номинальных значений давлений регулируемых отборов, а при отклонениях от этих значений следует пользоваться поправочными кривыми. Так, для турбины типа ПТ-60-130 режим тепловой нагрузки задается расходами и давлениями промышленного и отопительного отборов. Расход пара на турбину при этом является функцией пяти переменных: $D=f(N_a, D_n, p_n, D_t, p_t)$. Следует иметь в виду, что при заданной электрической нагрузке N_a значения D_n и D_t взаимосвязаны. На диаграмме режимов в нижнем квадранте нанесены линии предельных значений D_n при заданных D_t и N_a .

Эти линии построены для номинальных давлений отборов и при условии, что $D_n = D_{н.мин.}$ Таким образом, для заданных значений промышленного отбора D_n и электрической нагрузки можно определить предельный отопительный отбор и наоборот. Определяющим должно быть значение промышленного отбора, так как отопительную нагрузку можно покрывать также за счет водогрейных котлов.

Из всего многообразия режимов завод-изготовитель турбины дает лишь несколько гарантийных режи-

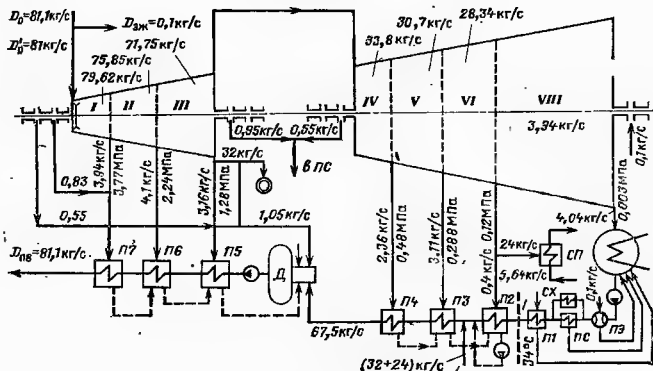


Рис. 12.1. Расчетная схема турбоустановки ПТ-60-130

мов, которые являются исходным для пересчета на любой другой режим. Так, для турбины ПТ-60-130 даны следующие гарантийные режимы:

1) конденсационный при номинальной электрической мощности: $D_n = 0$; $D_T = 0$;

2) теплофикационный режим при $D_T = 0$; $D_K = D_{K, \text{мин}}$; $D_n = D_{n, \text{макс}}$; $p_n = p_{n, \text{ном}}$; $N_a = N_{a, \text{ном}}$;

3) теплофикационный режим при $D_n = 0$; $D_K = D_{K, \text{мин}}$; $D_T = D_{T, \text{пред}}$; $p_T = p_{T, \text{ном}}$; $N_a = N_{a, \text{ном}}$;

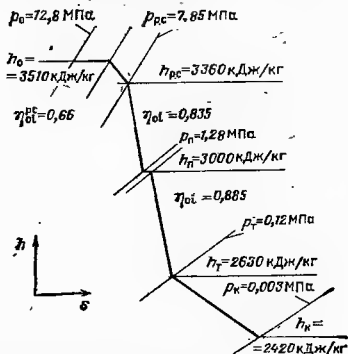


Рис. 12.2. Процесс расширения пара в турбине в h, s -диаграмме

4) теплофикационный режим при обоих включенных отборах и их средних величинах: $D_n = D_{n, \text{ср}} = 32 \text{ кг/с}$; $p_n = p_{n, \text{ном}} = 1.28 \text{ МПа}$; $D_T = D_{T, \text{ср}} = 24 \text{ кг/с}$; $p_T = p_{T, \text{ном}} = 0.12 \text{ МПа}$; $N_a = N_{a, \text{ном}}$; $D_K = D_{K, \text{мин}} = 3.94 \text{ кг/с}$; $D_0 = 81.8 \text{ кг/с}$.

Последний режим удобно принять за исходный при пересчете на другие теплофикационные режимы. Расчетные данные по этому режиму приведены на схеме рис. 12.1.

На рис. 12.2 дается процесс расширения пара в турбине в h, s -диаграмме для указанного режима. В этом режиме при минимальном пропуске пара через ЧНД имеем $\eta_{0i}^{\text{ЧНД}} = 0.456$.

На ТЭЦ, как уже отмечалось, может быть задан режим тепловой нагрузки, отличный от приведенного расчетного режима, и тогда потребуются расчет тепловой схемы для заданного режима. При расчете следует пользоваться методикой, изложенной выше для КЭС, с учетом особенностей теплофикационной турбоустановки. Рассмотрим пример такого расчета.

Пример. Исходные данные: отбор П — давление $p_n = 1.5 \text{ МПа}$, расход $D_n = 42 \text{ кг/с}$. Согласно диаграмме режимов при этом номинальный пропуск пара в турбину $D_0 = 103 \text{ кг/с}$ при минимальном пропуске пара в ЧНД позволяет иметь максимально $D_T =$

≈ 29 кг/с. Этому режиму тепловой нагрузки соответствует электрическая мощность, несколько превышающая номинальную. Задаемся $p_7 = 1,5$ МПа; $D_7 = 29$ кг/с. Расчет ведем по номинальному расходу пара на турбину $D_0 = 103,0$ кг/с.

Протеки пара через переднее уплотнение пропорциональны расходу пара на турбину:

$$D_{пр}^{пер} = D_{пр0}^{пер} D_0 / D_{00} = 1,37 \cdot 103 / 81 = 1,76 \text{ кг/с.}$$

Расход пара через первый отсек ЦВД после регулирующей ступени

$$D_1 = D_0 - D_{пр}^{пер} = 103,0 - 1,36 = 101,24 \text{ кг/с.}$$

Давление пара за регулирующей ступенью

$$p_{p.c} = p_{p.c.0} D_1 / D_{10} = 7,85 \cdot 101,24 / 79,62 = 10 \text{ МПа.}$$

Принимаем расходы пара на регенеративные подогреватели П6 и П7 пропорциональными расходу пара на турбину:

$$D'_{п7} = D'_{п70} D_0 / D_{00} = (3,94 + 0,83) \cdot 103 / 81 = 6,08 \text{ кг/с;}$$

$$D_{п7} = D'_{п7} - D_{пр0}^{п7} D_0 / D_{00} = 6,08 - 0,83 \cdot 103 / 81 = 5,02 \text{ кг/с;}$$

$$D_{п8} = D_{п80} D_0 / D_{00} = 4,1 \cdot 103,0 / 81,0 = 5,2 \text{ кг/с.}$$

Давление пара в отборах на П6 и П7 определяем по формуле Флюгеля:

$$\text{при } D_{п7} = D_1 - D'_{п7} = 101,24 - 6,08 = 95,16 \text{ кг/с}$$

$$p_{п7} = \sqrt{p_{п7}^2 + \left(\frac{D_{п7}}{D_{п10}} \right)^2 (p_{п70}^2 - p_{п0}^2)} =$$

$$= \sqrt{1,5^2 + \left(\frac{95,16}{75,85} \right)^2 (3,77^2 - 1,28^2)} = 4,51 \text{ МПа;}$$

$$\text{при } D_{п11} = D_{п11} - D_{п8} = 95,16 - 5,2 = 90,0 \text{ кг/с}$$

$$p_{п11} = \sqrt{p_{п11}^2 + \left(\frac{D_{п11}}{D_{п110}} \right)^2 (p_{п110}^2 - p_{п0}^2)} =$$

$$= \sqrt{1,5^2 + \left(\frac{90,0}{71,75} \right)^2 (2,24^2 - 1,28^2)} = 2,75 \text{ МПа.}$$

Строим процесс расширения пара в ЦВД, принимая $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,72$ по кривой $\eta_{oi}^{p.c} = f(D_0)$ и сохраняя расчетное значение $\eta_{oi}^{ЦВД}$. В таблицу параметров пара и воды (табл. 12.1) заносим полученные значения энтальпии пара отборов и воды при температурах насыщения и подогрева после подогревателей. Далее проводим уточнение расходов пара на подогреватели высокого давления П7, П6, П5.

В деаэраторе, питаемом паром из промышленного отбора, поддерживается давление 0,6 МПа.

Определим повышение энтальпии воды в питательном насосе:

$$\Delta h'_{п.н} = V_{п} \Delta p_{п.н} / \eta_{п.н} = 0,001 \cdot 17 \cdot 10^3 / 0,75 = 25 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия питательной воды на входе в П5 после питательного насоса

$$h'_{п.н} = h'_{п.н} + \Delta h'_{п.н} = 668 + 25 = 693 \text{ кДж/кг.}$$

Таблица 12.1. Параметры пара и воды к примеру расчета турбины ПТ-60

Точка процесса	h , кДж/кг	p , МПа	p' , МПа	t' , °C	$h'_{п.н}$, кДж/кг	$t'_{п.н}$, °C	$h'_{п.н}$, кДж/кг	$t_{др}$, °C	$h_{др}$, кДж/кг
О	3510	12,75	—	—	—	—	—	—	—
О	3510	12,1	—	—	—	—	—	—	—
РС	3460	10,0	—	—	—	—	—	—	—
П7	3248	4,51	4,10	250,6	1093	245	1060	228	982
П6	3150	2,75	2,53	223,6	960	218	940	198	834
П5 (П)	3000	1,5	1,38	193,5	822	188	805	175	740
ПН	—	—	—	—	—	165	693	—	—
П4	2838	0,593	0,545	155,2	655	150	630	142	598
П3	2744	0,358	0,328	135,9	570	130	546	135,9	570
П2 (Т)	2616	0,15	0,138	107,5	450	102	427	107,5	450
П1 К	2350	0,003	—	—	—	—	—	—	—

Записываем уравнения теплового баланса ПВД и определяем потоки: $\dot{q}_4$

$$\begin{aligned} D_{п7}(h_7 - h'_{др,п7}) + D_{пр,п7}(h_{р,с} - h_{др,п7}) &= \\ &= D_{п,в}(h'_{п7} - h'_{п5})/\eta_{п7}; \\ D_{п7} &= \frac{103(1060 - 940) -}{(3248 - 982) \times} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{-1,06(3460 - 982) \cdot 0,99}{\times 0,99} = 4,3 \text{ кг/с}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{п5}(h_5 - h'_{др,п5}) + (D_{п7} + D_{пр,п7}) \times \\ \times (h_{др,п7} - h'_{др,п,в}) = D_{п,в}(h'_{п5} - h'_{п5})/\eta_{п5}; \\ D_{п5} &= \frac{103(940 - 805) - (4,3 + 1,04) \times}{(3150 - 834) \times} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\times (982 - 834) \cdot 0,99}{\times 0,99} = 5,66 \text{ кг/с}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{п5}(h_5 - h'_{др,п5}) + D_{пр,п5}(h_{р,с} - h'_{др,п5}) + \\ + (D_{п7} + D_{п7} + D_{п5}) \times \\ \times (h'_{др,п5} - h'_{др,п5}) = D_{п,в}(h'_{п5} - h'_{п,в})/\eta_{п5}; \\ D_{п5} &= \frac{103(805 - 693) - [0,7(3460 - 740) -}{(3000 - 740) \times} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{-11,0(834 - 740) \cdot 0,99}{\times 0,99} = 3,9 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Определим расход греющего пара из промышленного отбора на деаэратор из уравнения теплового баланса

$$\begin{aligned} D_д h_д + (D_{п7} + D_{п5} + D_{пр,п7} + \\ + D_{пр,п5}) h'_{др,п5} + D_{к,д} h'_{п4} = D_{п,в} h'_{д}/\eta_{д}, \end{aligned}$$

где $D_{к,д}$ — поток основного конденсата, поступающего из П4 в деаэратор, $D_{к,д} = D_{п1} - D_{п5} - D_д = 91,02 - 3,9 - D_д = 87,12 - D_д$.

Уточнение расходов пара на регенеративные подогреватели позволяет уточнить расходы пара через отсеки турбины, а следовательно, и развиваемую мощность:

$$D_{п1} = D_г - D_{п7} = 101,24 - 4,3 = 96,94 \text{ кг/с};$$

$$D_{п11} = D_{п1} - D_{п5} = 96,94 - 5,66 = 91,28 \text{ кг/с}.$$

Определим внутреннюю мощность ЦВД:

$$\begin{aligned} N_{ЦВД} &= D_1(h_0 - h_7) + \\ &+ D_{п1}(h_7 - h_8) + D_{п11}(h_8 + h_9) = \\ &= 101,24(3510 - 3248) + 96,94(3248 - 3150) + \\ &+ 91,28(3150 - 3000) = 26\,500 + 9500 + \\ &+ 13\,570 = 49\,570 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Переходим к части среднего давления турбины. Энтальпия пара на входе в ЧСД равна энтальпии пара после ЦВД: $h'_{ЧСД} = h'_{ЦВД} = h_д = 3000 \text{ кДж/кг}$. Давление пара за ЧСД равно давлению пара в отопительном регулируемом отборе $p_т = 0,15 \text{ МПа}$.

Строим процесс расширения пара в ЧСД, принимая

$$\begin{aligned} h'_{ЧСД} &= h_т = h_п - \Delta h_{ЧСД}^{\text{пот}} = \\ &= 3000 - 428,0 - 885 = 2616 \text{ кДж/кг}; \\ D_{ЦВД}^{\text{вх}} &= D_{п1} - D_{п5} - D_д - D_{п11}^{\text{вх}} = \\ &= 91,28 - 3,9 - 1,22 - 1,1 = 85,06 \text{ кг/с}; \\ D_{п11} &= D_{ЦВД}^{\text{вх}} - D_д - D_{п11}^{\text{вх}} = 85,06 - \\ &- 42,0 - 0,7 = 42,68 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Расход конденсата через ПНД П3 и П4

$$D_{к,д} = 86 \text{ кг/с}.$$

Принимаем расходы пара на П3 и П4 пропорциональными $D_{к,д}$:

$$D_{п4} = D_{к,д} D_{к,д} / D_{к,д} = 2,36 \cdot 86 / 69 = 2,94 \text{ кг/с};$$

$$D_{п3} = D_{к,д} D_{к,д} / D_{к,д} = 3,11 \cdot 86 / 69 = 3,88 \text{ кг/с};$$

$$D_{в} = D_{п1} - D_{п4} = 42,68 - 2,94 - 39,74 \text{ кг/с};$$

$$D_{в1} = D_{в} - D_{п3} = 39,74 - 3,88 = 35,86 \text{ кг/с}.$$

Определяем давления в регенеративных отборах на П4 и П3 по формуле Флюгеля:

$$\begin{aligned} p_{п4} &= \sqrt{p_т^2 + \left(\frac{D_{в}}{D_{в0}}\right)^2 (p_{п40}^2 - p_{т0}^2)} = \\ &= \sqrt{0,15^2 + \left(\frac{39,74}{30,7}\right)^2 (0,48^2 - 0,12^2)} = \\ &= 0,593 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_{п3} &= \sqrt{p_т^2 + \left(\frac{D_{в1}}{D_{в10}}\right)^2 (p_{п30}^2 - p_{т0}^2)} = \\ &= \sqrt{0,15^2 + \left(\frac{35,86}{38,34}\right)^2 (1,288^2 - 0,12^2)} = \\ &= 0,358 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

На пересечении изобар $p_{п4}$ и $p_{п3}$ с линией расширения пара в ЧСД в h, s -диаграмме находим значения энтальпии пара $h_{п4}$ и $h_{п3}$. Принимаем, что расход пара в ЧНД остается минимальным. Тогда давление в отборе на П1 и температура конденсата после П1 остаются на уровне значений расчетного режима.

Определим из уравнений тепловых балансов расходы пара на подогреватели П4, П3, П2:

$$D_{п4}(h_4 - h'_{др,п4}) = D_{к,д}(h'_{п3} - h'_{п3})/\eta_{п4};$$

$$D_{п4} = \frac{86(630 - 546)}{(2838 - 598) \cdot 0,99} = 2,1 \text{ кг/с};$$

$$\begin{aligned} [D_{п3}(h_3 - h'_{др,п3}) + D_{п4}(h_{др,п4} - \\ - h'_{др,п3})] \eta_{п3} = (D_{п1} + D_{п1}) (h'_{п3} - h'_{о,п}) + \\ + D'_{п1}(h'_{п3} - h'_{п3}) + (D_{п1} + \\ + D_{п3} + D_{п2})(h'_{п3} - h'_{др,п3}). \end{aligned}$$

В подогревателе ПЗ входят три потока конденсата: основной конденсат D'_K с энтальпией $h'_{пз}$, дренаж подогревателя П2 с энтальпией $h'_{др.п2}$, обратный конденсат с производства и дренаж сетевого подогревателя при температуре 100°C (419 кДж/кг).

В рассматриваемом примере приняты одинаковыми $t_{о.к}$ и $t_{др.с.п.}$. Поток основного конденсата D'_K включает в себя конденсат пара, поступающего в конденсатор, D_K , а также $D_{п.о}$ и $D_{п.п}$. При теплофикационных режимах $D_{п.п}=0$, так как давление в отборе на П1 весьма низко, поэтому

$$D'_K = D_K + D_{п.о}.$$

С другой стороны,

$$\begin{aligned} D_K &= D_{IV} - D_{п4} - D_{п3} - D_{п2} - D_T + D_{п.с} = \\ &= 42,68 - 2,1 - 29,0 - D_{п3} - D_{п2} + 1,9 = \\ &= 13,48 - D_{п3} - D_{п2}. \end{aligned}$$

Подставляем численные значения величин, входящих в уравнение теплового баланса ПЗ:

$$\begin{aligned} [D_{п3}(2744 - 570) + 2,1(598 - 570)] \frac{1}{0,99} = \\ = (42 + 29)(546 - 419) + (13,08 - \\ - D_{п3} - D_{п2})(546 - 427) + (D_{п3} + \\ + D_{п2} + D_{п3})(546 - 450). \end{aligned}$$

Отсюда получаем $D_{п3} = 4,65 - 0,0035 D_{п2}$.
Тепловой баланс подогревателя П2:

$$\begin{aligned} D_{п2}(h_2 - h'_{др.п2}) + (D_{п4} + D_{п3})(h'_{др.п3} - \\ - h'_{др.п2}) = D_K(h'_K - h'_{п1}) / \eta_{п2}; \\ h'_{п1} = h'_{п10} = 142,5 \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [D_{п2}(2616 - 450) + (2,1 + 4,65)(570 - 450)] \times \\ \times 0,99 = (13,48 - D_{п3} - D_{п2})(427 - 142,5). \end{aligned}$$

Получаем

$$D_{п2} = 0,85 \text{ кг/с}; D_{п3} = 4,65 \text{ кг/с}; D'_K = 7,58 \text{ кг/с};$$

$$D_{чнд} = D_K = 7,58 - 2,0 = 5,58 \text{ кг/с}.$$

$$\text{При } D_{чнд} = 5,58 \text{ кг/с } \gamma_{сф}^{чнд} = 0,50;$$

$$\begin{aligned} h_K = h_T - \Delta h_{чнд} \gamma_{сф}^{чнд} = 2616 - \\ - 532 \cdot 0,50 = 2350 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Уточняем:

$$\begin{aligned} D_V = 42,68 - 2,1 = 40,58 \text{ кг/с}; D_{VI} = \\ = 40,58 - 4,65 = 35,93 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Подсчитываем внутреннюю мощность ЧСД и ЧНД:

$$\begin{aligned} N_{IV} = D_{IV}(h_{п4} - h_4) = 42,68(3000 - 2838) = \\ = 6540 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{VI} = D_{VI}(h_4 - h_3) = 40,58(2838 - 2744) = \\ = 3760 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{VII} = D_{VI}(h_3 - h_T) = 35,93(2744 - 2616) = \\ = 4530 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{VIII} = D_{VIII}(h_T - h_K) = 5,58(2616 - 2350) = \\ = 1480 \text{ кВт} \end{aligned}$$

$$N_{чсд} + N_{чнд} = 16310 \text{ кВт}.$$

Суммарная внутренняя мощность турбины

$$\begin{aligned} N_t = N_{цвд} = N_{чсд} + N_{чнд} = \\ = 49570 + 16310 = 65880 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

$N_o = N_t - \Delta N_{мт} = 65880 - 1880 = 64000 \text{ кВт}$.
Таким образом, данный режим при минимальном пропуске пара в конденсатор и максимальном расходе пара на турбину дает максимальную мощность турбины при предельной разгрузке регулируемых отборов.

Подобный расчет режима турбоустановки можно упростить, если заранее просчитать характеристику ЦВД: $N_{цвд} = f(D_o, P_o)$; $D_{цвд}^{вх} = f(D_o, P_o)$. Тогда, задаваясь D_K и загрузкой отборов, надо вести расчет от конденсатора и, получив $D_{цвд}^{вх}$, определить из указанных характеристик ЦВД значения D_o и $N_{цвд}$.

12.2. Режимы турбоустановки Т-100-130

Турбоустановка Т-100-130, обеспечивающая двухступенчатый подогрев сетевой воды паром двух отопительных отборов, получила большое применение и повлившая на тепловые схемы последующих теплофикационных турбин Т-250-240, Т-175-130, Т-180-130.

Режим тепловой нагрузки определяют расходы греющего пара из отопительных отборов и их давления. Эти параметры отборов в свою очередь зависят от трех факторов: 1) тепловой мощности Q_T ; 2) расхода сетевой воды $G_{с.в.}$; 3) обратной температуры сетевой воды $t_{о.с.}$

Давление греющего пара в сетевом подогревателе p_T' определяется по его температуре насыщения,

которую можно получить из следующей зависимости:

$$t'_{\tau,н} = t_{o,c} + Q_{\tau}/c_{\tau}G_{c,н} + \theta_{c,н}. \quad (12.1)$$

Тогда p_{τ}' определяется по таблицам водяного пара через значение $t'_{\tau,н}$. Давление теплофикационного отбора, МПа, находится с учетом потерь на гидравлическое сопротивление в паропроводе отбора:

$$p_{\tau} = p_{\tau}' + (0,01 \div 0,02). \quad (12.2)$$

При работе обоих отопительных отборов верхний является регулируемым и обеспечивает заданный подогрев воды в сетевой подогревательной установке.

$$t_{c,п2} = t_{o,c} + Q_{\tau}/c_{\tau}G_{c,в}, \quad (12.3)$$

где Q_{τ} — суммарная тепловая нагрузка обоих отборов, МВт.

Давление нижнего отбора $p_{\tau1}$ устанавливается в соответствии с условием конденсации греющего пара в нижнем сетевом подогревателе СП1

$$t'_{\tau1н} = t_{o,c} + Q_{c,п1}/c_{\tau}G_{c,в} + \theta_{c,п1} \quad (12.4)$$

и с условием пропуска пара через промежуточный отсек турбины $D_{п,о}$, т. е. через группу ступеней ЦСД, расположенных между камерами обоих отопительных отборов:

$$p_{\tau1} = \sqrt{p_{\tau2}^2 - \left(\frac{D_{п,о}}{D_{\tau20}}\right)^2 (p_{\tau20}^2 - p_{\tau10}^2)}. \quad (12.5)$$

Определение давления пара в нижнем отопительном отборе по заданному режиму тепловой нагрузки

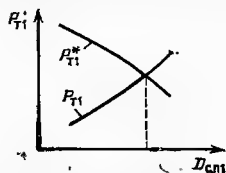


Рис. 12.3. Графическое определение давления нижнего отопительного отбора

производится путем совместного решения уравнений (12.2) и (12.5), в частности графическим путем (рис. 12.3). Для расчета по (12.5) надо определить $D_{п,о}$ в зависимости от $D_{cп1}$:

$$D_{п,о} = D_{\kappa} + D_{c,п1} + D_{п1}. \quad (12.6)$$

При этом $D_{п1} = 0$, что справедливо при малых D_{κ} . Величина D_{κ} зависит от режима работы турбины.

Теплофикационные режимы делятся на режимы работы по теплофикационному графику (РТГ) и на режимы работы по электрическому графику (РЭГ). При РТГ регулирующие поворотные диафрагмы в ЦНД полностью закрыты и имеет место вентиляционный пропуск пара $D_{в,п}$ в ЦНД через зазоры диафрагм. В этом случае $D_{\kappa} = D_{в,п}$. При РЭГ имеем $D_{\kappa} > D_{в,п}$. В этом случае значением D_{κ} следует задаваться с последующим уточнением.

Режимы работы по тепловому графику подразделяются на режимы: 1) двухступенчатого подогрева с использованием СП1 и СП2; 2) трехступенчатого подогрева с использованием теплофикационного пучка в конденсаторе; 3) одноступенчатого подогрева с использованием только СП1 при подогреве сетевой воды до 75 °С. Этот режим в основном относится к летнему сезону.

Режим трехступенчатого подогрева позволяет избежать потери теплоты в конденсаторе, но приводит к повышению давления в конденсаторе

$$t_{\kappa} = t_{o,c} + D_{в,п}q_{\kappa}/c_{\tau}G_{c,в} + \theta_{\tau,п}, \quad (12.7)$$

где q_{κ} — теплота конденсации пара в конденсаторе; $\theta_{\tau,п}$ — недогрев в теплофикационном пучке в конденсаторе.

Рост давления в конденсаторе приводит к повышению потерь на трение в ЦНД, так как возрастает плотность пара. Это приводит к тому, что в ЦНД энтальпия пара повышается, т. е. ЦНД работает с

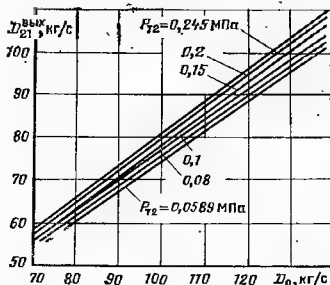


Рис. 12.4. Зависимость $D_{\text{ЧВД}}^{\text{вх}}$ для Т-100-130 от расхода пара на турбину и от p_{T2}

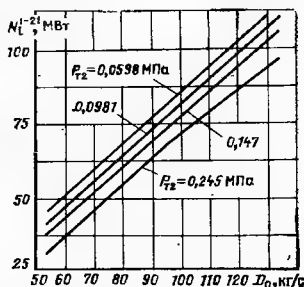


Рис. 12.5. Зависимость $N_{\text{ЧВД}}$ от расхода пара на турбину Т-100-130 и от p_{T2}

отрицательным КПД. При режиме с трехступенчатым подогревом в СП сетевая вода поступает при температуре $t_{\text{н.п}} > t_{\text{о.с}}$, что приводит к повышению давлений отборов и к некоторому снижению мощности $\Delta N_{\text{в}}$. Таким образом, переход от двухступенчатого подогрева к трехступенчатому без изменения расхода пара на турбину даст экономии теплоты в размере $\Delta Q_{\text{к}} = D_{\text{в.п}} q_{\text{к}}$ и некоторую потерю мощности $\Delta N_{\text{в}}$.

Эффективность режима трехступенчатого подогрева по сравнению с двухступенчатым при равном расходе пара на турбину выражается экономией топлива

$$\Delta B = b_Q \Delta Q_{\text{к}} - \Delta N_{\text{в}} (b_{\text{кэс}} - b_{\text{тэц}}).$$

С ростом $t_{\text{о.с}}$ растут $\Delta Q_{\text{к}}$, $\Delta N_{\text{в}}$, $\Delta D_{\text{к}}$ и снижается эффективность трехступенчатого подогрева.

При загрязнении СП давление p_{T1} возрастает, увеличивается $\Delta D_{\text{к}}$, эффективность трехступенчатого подогрева возрастает.

Расчет режимов турбоустановки Т-100-130 следует вести в следующей последовательности:

1) определяем давления отопительных отборов p_{T2} и p_{T1} , расходы пара на сетевые подогреватели $D_{\text{с.п1}}$ и $D_{\text{с.п2}}$, расход пара через промежуточный отсек $D_{\text{п.о}}$ и вели-

чину

$$D_{\text{ЧВД}}^{\text{вх}} = D_{\text{п.о}} + D_{\text{с.п2}} + D_{\text{п2}};$$

2) используем характеристики ЧВД — от первой ступени до верхнего отопительного отбора — $D_{\text{ЧВД}}^{\text{вх}} = f(D_0, p_{T1})$ и $N_{\text{ЧВД}} = f(D_0, p_{T1})$.

По значениям $D_{\text{ЧВД}}^{\text{вх}}$ и p_{T1} находим по графикам D_0 (рис. 12.4) и затем по значениям D_0 и p_{T1} находим $N_{\text{ЧВД}}$

(рис. 12.5). Далее по характеристике промежуточного отсека $N_{\text{п.о}} = f(p_{T1}, p_{T2})$ находим $N_{\text{п.о}}$ (рис. 12.6).

В заключение определяем внутреннюю мощность ЧНД и суммарную внутреннюю мощность турбины.

Приводим пример расчета теплофикационного режима турбины Т-100-130.

Пример. Расчет режима трехступенчатого подогрева турбоустановки Т-100-130 по заданному режиму тепловой нагрузки с использованием характеристик отсеков. Исходные данные: $Q_T = 214$ МВт (184 Гкал/ч); $G_{\text{с.в}} = 1053$ кг/с (3800 т/ч); $t_{\text{о.с}} = 55^\circ\text{C}$.

Определяем зитальни и температуры сетевой воды после верхнего подогревателя СП2:

$$h'_{\text{с.п2}} = h'_{\text{о.с}} + Q_T / G_{\text{с.в}} = 230,2 + 214 \cdot 10^3 / 1053 = 433,4 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{\text{с.п2}} = 103,4^\circ\text{C}.$$

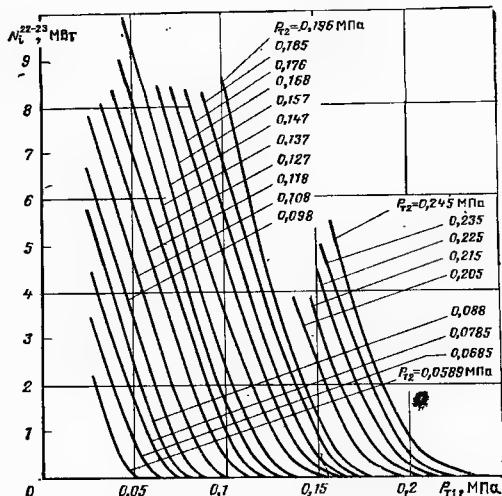


Рис. 12.6. Зависимость $N_{п.от}$ от $p_{т1}$ и $p_{т2}$

Находим температуру насыщения и давление греющего пара в СП2:

$$t'_{т2} = t_{с.п2} + \theta_{с.п2} = 103,4 + 3 = 106,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$p'_{т2} = 0,13 \text{ МПа}; p_{т2} = p'_{т2} + 0,01 = 0,14 \text{ МПа}.$$

При закрытых поворотных диафрагмах вентиляционный пропуск пара в ЦНД пропорционален давлению пара перед диафрагмой $p_{т1}$, что показано на рис. 12.7.

Для определения $p_{т1}$ по принятому значению $Q_{с.п1}$ надо предварительно задаться тепловой нагрузкой теплофикационного пучка в конденсаторе ΔQ_K . Принимаем $\Delta Q_K = 10,2 \text{ МВт}$. Тогда имеем

$$h'_{т.п} = h'_{с.о} + \Delta Q_K / G_{с.в} = 230,2 + 10,2 \cdot 10^3 / 1053 = 239,6 \text{ кДж/кг}; t_{т.п} = 56,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

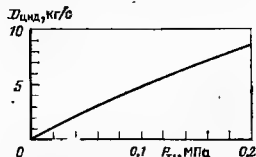


Рис. 12.7. Вентиляционный пропуск пара $D_{вент}$ ЦНД при полностью закрытой поворотной диафрагме

Принимаем недогрев в теплофикационном пучке $\theta_{т.п} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$t_k = 56,3 + 3 = 59,3 \text{ } ^\circ\text{C}; p_k = 0,019 \text{ МПа}.$$

Для получения кривой конденсирующей способности СП1 по уравнению (12.1) задаемся тремя значениями $Q_{с.п1}$:

$Q_{с.п1}$, МВт	93	139,5	69,8
$D_{с.п1}$, кг/с	42,7	64,0	32,0
ΔQ_K , МВт (принятое)	10,2	10,2	10,2
t_k , $^\circ\text{C}$ (принятое)	59,3	59,3	59,3
h'_k , кДж/кг	328,5	372,7	303,5
$t'_{тд}$, $^\circ\text{C}$	79,1	89,6	73,8
$p'_{т1}$, МПа	0,046	0,059	0,037
$p_{т1}$, МПа	0,056	0,069	0,047
D_K , кг/с (по рис. 12.7)	2,4	3,0	2,0
$D_{п.о}$, кг/с	45,1	67,0	34,0
$p'_{т1}$, МПа (по (12.5))	0,11	0,055	0,121

По результатам расчета на рис. 12.8 построены кривые $p_{т1} = f(Q_{с.п1})$ и $p'_{т1} = f(Q_{с.п1})$, пересечение которых дает $p_{т1} = 0,066 \text{ МПа}$; $Q_{с.п1} = 132,5 \text{ МВт}$; $D_{с.п1} = 62 \text{ кг/с}$. Уточняем: $D_K = 3,1 \text{ кг/с}$; $\Delta Q_K = 3,1 \cdot 2220 \cdot 10^{-3} = 6,9 \text{ МВт}$; $Q_{с.п2} = Q_{с.п1} - \Delta Q_K = 214 - 6,9 = 207,1 \text{ МВт}$; $D_{п.о} = D_K + D_{с.п1} = 3,1 + 62 = 65,1 \text{ кг/с}$; $D_{с.п2} = Q_{с.п2} / q_{т2} = 207,1 \cdot 10^3 / 2180 = 94,9 \text{ кг/с}$; $D_{с.в} = D_{п.о} + D_{с.п2} = 65,1 + 94,9 = 160,0 \text{ кг/с}$; $D_{вент} = D_{с.в} = 160,0 \text{ кг/с}$. Для значений $D_{вент} = 102,1 \text{ кг/с}$. Для значений $D_{вент} =$

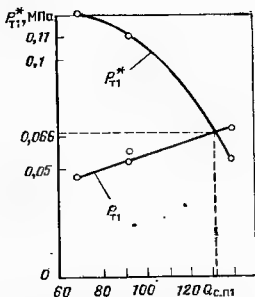


Рис. 12.8. Графическое определение $p_{т1}$ (к примеру)

$= 102,1$ кг/с и $p_{т2} = 0,14$ МПа по рис. 12.4 имеем $D_0 = 134,5$ кг/с (485 т/ч).

Таким образом, имеем в данном режиме максимальный расход пара на турбину. По рис. 12.5 по значениям $D_0 = 134,5$ кг/с и $p_{т2} = 0,14$ МПа находим $N_{цнд} = 102,5$ МВт. По рис. 12.6 при $p_{т1} = 0,071$ МПа и $p_{т2} = 0,14$ МПа получаем $N_{в.о.} = 5,8$ МВт.

Мощность ЦНД в этом режиме является отрицательной из-за значительных потерь на трение и может быть подсчитана по следующей формуле:

$$N_{цнд} = -80 p_k = \\ = -80 \cdot 0,019 = -1,52 \text{ МВт.}$$

Суммарная внутренняя мощность $N_i = 102,5 + 5,8 - 1,52 = 107,28$ МВт.

Электрическая мощность

$$N_e = N_i - \Delta N_{м.г.} = 107,28 - 1,8 = 105,48 \text{ МВт.}$$

Рассмотренная методика предполагает наличие приведенных выше характеристик отсеков турбины. При этом расчет существенно упрощается по сравнению с приведенным выше расчетом для ПТ-60-130.

Эта методика может применяться и для других турбин с отопительными отборами.

Для турбин Т-250-240, Т-175-130, Т-180-130 последовательность расчета режимов заданной тепловой нагрузки сохраняется такой же, как в данном примере. При этом для Т-250-240 и Т-175-130 для режимов работы по тепловому графику $D_k = 0$, вентиляционный охлажденный пар подается в ЦНД из верхнего отопительного отбора в количестве 30 т/ч (при $p_{т.в.} = 0,2$ МПа); для турбины Т-180-130 надо задаться значением D_k . Для режимов рабо-

ты по электрическому графику надо задаться расходом пара в ЦНД D_k .

Турбина ПТ-80-130 имеет помимо промышленного отбора два отопительных отбора. Для расчета режимов тепловой нагрузки необходимо иметь заводские расчетные данные и характеристики отсеков. При заданном промышленным отборе и тепловой нагрузке отопительных отборов расчет можно вести по примененной в примере методике.

12.3. Аналитические многофакторные характеристики теплофикационных турбин

Приведенные выше методики расчета режимов теплофикационных турбин имеют в виду наличие расчетного режима турбины или характеристик отсеков турбины ЧВД, ПО, ЧНД. На базе расчетов по указанной методике можно получить аналитические многофакторные характеристики типа $N_e = f(Q_t, G_{с.в.}, t_{о.с.})$; $D_0 = f(Q_t, G_{с.в.}, t_{о.с.})$ для трехступенчатого подогрева и типа $D_0 = f(Q_t, N_e, G_{с.в.}, t_{о.с.})$ для режимов работы по электрическому графику. Использование подобных характеристик целесообразно для проведения анализа режимов работы турбин, для сопоставления различных типов турбоустановок, для выявления влияния определяющих факторов.

Рассмотрим подобные характеристики, полученные в результате обработки данных типовых характеристик турбины Т-100-130. Уравнения даются в виде полиномов второй степени. В формулы введены не абсолютные значения переменных $Q_t, G_{с.в.}, t_{о.с.}$, а их относительные значения в нормированном масштабе

$$x_i = (\bar{x}_i - \bar{x}_i) / \Delta x_i, \quad (12.8)$$

где x_i — значение переменной в нормированном масштабе; $\bar{x}_i$ — натуральное значение той же переменной; $\bar{x}_i$ — натуральное базовое зна-

чение той же переменной; Δx_i — шаг варьирования в натуральных единицах.

Режим трехступенчатого подогрева:

$$\begin{aligned} N_0 = & 71,37 + 12,23x_1 + 2,58x_2 - \\ & - 3,84x_3 - 0,48x_1^2 + 0,97x_1x_2 - \\ & - 0,98x_1x_3 - 1,11x_1^2 - 0,91x_2x_3 - \\ & - 0,59x_3, \end{aligned} \quad (12.9)$$

где $x_1 = (Q_T - 139)/23,2$; $x_2 = (G_{c.v} - 4000)/1000$; $x_3 = (t_{o.c} - 55)/10$.

Область применения характеристик: $92,6 \leq Q_T \leq 186$ МВт; $2900 \leq G_{c.v} \leq 5000$ м³/ч; $35 \leq t_{o.c} \leq 70$ °С. Поскольку режим трехступенчатого подогрева осуществляется без потерь в конденсаторе, расход теплоты на электроэнергию, МВт, можно подсчитать по выражению

$$Q_0 = N_0 + Q_{\text{вн}} + \Delta N_{\text{м.г}}, \quad (12.10)$$

где $Q_{\text{вн}}$ — внешние потери теплоты турбоустановкой (для Т-100-130 $Q_{\text{вн}} = 2,1$ МВт); $\Delta N_{\text{м.г}}$ — потери механические и в генераторе.

Пример. Применим приведенную характеристику (12.9) к условиям рассмотренного выше примера. При этом имеем: $Q_T = 214$ МВт; $G_{c.v} = 3800$ т/ч; $t_{o.c} = 55$ °С; $x_1 = (214 - 139)/23,2 = 3,23$; $x_2 = (3800 - 4000)/1000 = -0,20$; $x_3 = 0$;

$$\begin{aligned} N_0 = & 71,37 + 12,23 \cdot 3,23 - \\ & - 2,58 \cdot 0,20 - 0,48 \cdot 3,23^2 - \\ & - 0,97 \cdot 3,23 \cdot 0,20 + \\ & + 1,11 \cdot 0,2^2 = 104,7 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

Как видим, сходимость хорошая, хотя при этом мы вышли за область применения характеристики по значению Q_T .

Для режима двухступенчатого подогрева по тепловому графику

$$\begin{aligned} N_0 = & 75,63 + 12,56x_1 + \\ & + 1,54x_2 - 2,51x_3 - 0,26x_1^2 + \\ & + 0,78x_1x_2 - 0,54x_1x_3 - \\ & - 0,81x_2^2 + 0,27x_2x_3. \end{aligned} \quad (12.11)$$

Мощность теплового потока на турбину, МВт,

$$\begin{aligned} Q_0 = & 221,0 + 37,3x_1 - 1,73x_2 + \\ & + 1,27x_3 + 0,116x_1^2 - 0,58x_1x_2 + \\ & + 1,62x_2^2 - 1,04x_2x_3 + 0,46x_3^2. \end{aligned} \quad (12.12)$$

Для режима одноступенчатого подогрева по тепловому графику

$$\begin{aligned} N_0 = & 72,56 + 11,59x_1 + 1,73x_2 - \\ & - 2,89x_3 - 0,34x_1^2 + 0,37x_1x_2 - \\ & - 0,29x_1x_3 - 0,33x_2^2 - \\ & - 0,48x_2x_3 + 0,46x_3^2. \end{aligned}$$

Этот режим может применяться в летнее время при подогреве сетевой воды до 75 °С для подачи на горячее водоснабжение.

Пример. Рассчитаем N_0 при $Q_T = 150$ МВт:

$$\begin{aligned} G_{c.v} = & \frac{Q_T}{1,16(t_{\text{н.с}} - t_{o.c})} = \\ = & \frac{150 \cdot 10^3}{1,16(75 - 15)} = 2170 \text{ т/ч;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_1 = & (150 - 139)/23,2 = 0,475; \quad x_2 = \\ = & (2170 - 4000)/1000 = -1,83; \quad x_3 = \\ = & (15 - 55)/10 = -4; \quad N_0 = 72,56 + \\ & + 11,59 \cdot 0,475 - 1,73 \cdot 1,83 + 2,89 \cdot 4 - \\ & - 0,34 \cdot 0,475^2 - 0,37 \cdot 0,475 \cdot 1,83 + \\ & + 0,29 \cdot 0,475 \cdot 4 - 0,33 \cdot 1,83^2 - 0,48 \cdot \\ & \times 1,83 \cdot 4 + 0,46 \cdot 4^2 = 88,38 \text{ МВт.} \end{aligned}$$

Определим снижение электрической мощности N_0 при повышении температуры сетевой воды в подающей линии до $t_{\text{н.с}} = 100$ °С. При этом $G_{c.v} = 150 \cdot 10^3 / 1,16(100 - 15) = 1340$ т/ч; $x_2 = (1340 - 4000)/1000 = -2,66$; $\partial N_0 / \partial x_2 = 1,73 + 0,37x_1 - 0,66x_2 - 0,48x_3 \cdot \frac{\partial N_0}{\partial x_2} \Delta x_2 = \Delta N_0 =$

$= (1,73 + 0,37 \cdot 0,475 + 0,66 \cdot 1,83 + 0,48 \cdot 4) \cdot 0,83 = 5,035$ МВт.

При работе по электрическому

графику мощность теплового потока и расход пара на турбину зависят от пяти факторов

$$Q_0 = f(Q_T, G_{c.v}, t_{o.c}, N_0, t_{\text{вн}}), \quad (12.13)$$

где $t_{в1}$ — температура охлаждающей воды, °C.

В этом случае $N_0 > N_0^*$, где N_0^* — мощность при том же режиме тепловой нагрузки и при работе по тепловому графику.

При работе по электрическому графику при двухступенчатом подогреве мощность теплового потока на турбину

$$\begin{aligned} Q_0 = & 252,0 + 11,25x_1 - 4,4x_2 + \\ & + 5,93x_3 + 20,4x_4 + 1,74x_5 + \\ & + 0,575x_1x_4 - 0,35x_2x_4 + 0,81x_3x_4 - \\ & - 2,08x_1x_2 + 0,925x_1x_3 + 2,2x_2^2 - \\ & - 2,43x_2x_3 + 1,5x_3^2 + 0,69x_5^2, \end{aligned} \quad (12.14)$$

где $x_4 = (N_0 - 90)/10$; $x_5 = (t_{в1} - 20)/10$. Область изменения факторов: $40 \leq N_0 \leq 110$ МВт; $5 \leq t_{в1} \leq 33$ °C.

Указанные характеристики соответствуют состоянию оборудования на период проведения испытаний, результаты которых положены в основу аналитических характеристик. К числу важнейших и переменных факторов, определяющих состояние оборудования, относятся температурные напоры (недогревы) в сетевых подогревателях. Изменение недогревов в сетевых подогревателях, определяемое отложениями в трубках, можно учесть в характеристиках, введя недогревы в качестве переменных факторов.

В этом случае для режимов работы по тепловому графику имеем

$$N_0 = f(Q_T, G_{с.в}, t_{о.с}, \varphi_{с.п1}, \varphi_{с.п2}), \quad (12.15)$$

где $\varphi_{с.п1}$, $\varphi_{с.п2}$ — недогревы в сетевых подогревателях СП1 и СП2, °C.

Для двухступенчатого подогрева сетевой воды для Т-100-130 имеем

$$\begin{aligned} N_0 = & 75,19 + 24,67x_3 + 1,59x_4 - \\ & - 2,99x_5 - 1,23x_2 - 0,34x_1 - \\ & - 2,14x_3^2 + 0,99x_3x_4 - 1,22x_3x_5 - \end{aligned}$$

$$- 0,41x_3x_2 - 0,29x_4^2 - 0,16x_4x_2 -$$

$$- 0,23x_5x_1 - 0,11x_2x_1 + 0,16x_1^2, \quad (12.16)$$

где $x_1 = (\varphi_{с.п1} - 9)/5$; $x_2 = (\varphi_{с.п2} - 9)/5$; $x_3 = (Q_T - 150)/50$; $x_4 = (G_{с.в} - 972)/139$; $x_5 = (t_{о.с} - 55)/10$.

При росте недогревов в сетевых подогревателях. СП1 и СП2 растут давления в отборах, меняются величины отборов пара, развиваемая электрическая мощность и отпускаемая теплота. Для выявления влияния повышения недогревов надо сравнивать различные режимы при равном расходе пара на турбину и других равных условиях. Для этих целей можно использовать аналитические характеристики типа

$$N_0, Q_T = f(D_0, G_{с.в}, t_{о.с}, \varphi_{с.п1}, \varphi_{с.п2}).$$

Приводим характеристики турбоустановки Т-175-130 для режимов с двухступенчатым подогревом сетевой воды при работе по тепловому графику, что соответствует режимам с закрытыми задвижками на ресиверных трубах из ЦСД в ЦНД и с подкачей в ЦНД охлажденного пара из верхнего теплофикационного отбора в количестве 30 т/ч.

Мощность, развиваемая генератором, МВт,

$$\begin{aligned} N_0 = & 131,8 + 30,62x_1 + 10,92x_2 - \\ & - 23,9x_3 - 5,05x_1^2 + 5,58x_1x_2 - \\ & - 5,75x_1x_3 - 3,65x_2^2. \end{aligned} \quad (12.17)$$

Расход пара на турбину, т/ч,

$$\begin{aligned} D_0 = & 573 + 174,1x_1 + 14,2x_2 - \\ & - 36,1x_3 - 4,3x_1^2 + 7,15x_1x_2 - \\ & - 8,2x_1x_3 - 4,73x_2^2, \end{aligned} \quad (12.18)$$

где $x_1 = (Q_T - 282)/94,5$; $x_2 = (G_{с.в} - 5000)/1000$; $x_3 = (t_{о.с} - 55)/20$; Q_T — в МВт; $G_{с.в}$ —

в т/ч; $t_{0.c}$ — в °С. Аналитические характеристики позволяют рассчитывать показатели ТЭЦ при различных режимах тепловой нагрузки и в разрезе отопительного сезона.

12.4. Маневренность ТЭЦ.

При работе по теплофикационным режимам ТЭЦ имеют удельные расходы топлива более низкие, чем конденсационные энергоблоки, и потому, как правило, не участвуют в покрытии переменной части графика электрической нагрузки. В летнее время часть турбин отопительных ТЭЦ работает в конденсационном режиме и участвует в регулировании мощности в энергосистеме. Это участие сводится к глубокой разгрузке турбин и котлов в ночные часы.

Многие ТЭЦ летом сжигают природный газ, что облегчает разгрузку котлов в часы провала электрической нагрузки.

Однако трудности прохождения ночного провала электрической нагрузки и провала нагрузки в нерабочие дни заставляют привлекать ТЭЦ к более активному участию в регулировании мощности также и в течение отопительного сезона. Можно разгружать турбины, передавая часть тепловой нагрузки на пиковые водогрейные котлы, используя резерв по последним в период большей части отопительного сезона.

Другой путь — передача тепловой

нагрузки с отопительных отборов на специальные РОУ с сохранением при этом необходимой загрузки котлов. Последнее очень важно при работе ТЭЦ на твердом топливе.

На рис. 12.9 показана принципиальная схема маневренного теплофикационного энергоблока с турбиной Т-180-130 с установкой РОУ1 и РОУ2, а также дополнительного сетевого подогревателя. Двухбайпасная система необходима для защиты промежуточного перегрева в котле при снижении пропускания пара через турбину. Используя указанную систему, можно глубоко разгружать турбину по электрической нагрузке вплоть до ее останова в нерабочие дни.

Значительно проще решается указанная задача при отсутствии промежуточного перегрева пара, т. е. при турбинах Т-100-130 и Т-175-130.

Предложена также установка на ТЭЦ водогрейных котлов с электрообогревом, которые будут поглощать в ночные часы избыточную мощность.

При реконструкции конденсационных турбин в теплофикационные и соответственно КЭС в ТЭЦ необходимо предусмотреть возможность разгрузки турбин и соответствующее оборудование.

Проекты реконструкции конденсационных турбин в теплофикационные с организацией регулируемого отопительного отбора разработаны и реализуются (К-160-130, К-200-130, К-300-240).

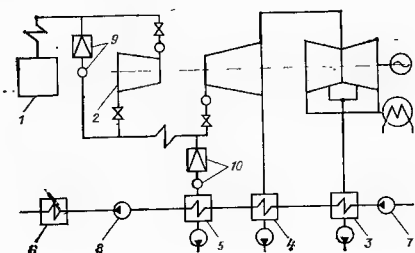


Рис. 12.9. Принципиальная схема маневренного теплофикационного энергоблока с турбиной Т-180/210-130:

1 — паровой котел 670 т/ч; 2 — турбина Т-180/210-130; 3 — сетевой подогреватель ПСГ-5000 I ступени; 4 — сетевой подогреватель ПСГ-5000 II ступени; 5 — сетевой подогреватель ПСГ-5000 III ступени; 6 — пиковый водогрейный котел; 7 — сетевой насос I подъема; 8 — сетевой насос II подъема; 9 — РОУ1; 10 — РОУ2.

ВОПРОСЫ К ДВЕНАДЦАТОЙ ГЛАВЕ

1. Какие условия определяют величину предельных отборов для турбины ПТ-60-130?
2. Каков порядок расчета тепловой схемы турбоустановки ПТ-60-130 по заданному режиму тепловой нагрузки?
3. В каких режимах может работать турбина Т-100-130?
4. В чем состоит особенность режима работы турбины Т-100-130 с противодавлением?

5. Укажите особенности режима работы по тепловому графику турбин Т-250-240, Т-175-130.

6. Как определить давление нижнего отопительного отбора по заданному режиму тепловой нагрузки?

7. Как пользоваться аналитическими характеристиками с нормированными переменными для теплофикационных турбин?

8. Как влияют на удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении температура и расход сетевой воды?

Глава тринадцатая

Газотурбинные, парогазовые и магнитогидродинамические электростанции

13.1. Газотурбинные электростанции

В газотурбинной установке (рис. 13.1) атмосферный воздух с параметрами p_a , t_a поступает в компрессор через воздухозаборное устройство (входные жалюзи, воздушные фильтры), имеющее сопротивление $\Delta p_b \approx 0,02 p_a$, сжимается до начального давления $p'_k = p_a - \Delta p_b$ до конечного давления p''_k , которое зависит от типа и конструкции установки (табл. 13.1).

Внутренняя работа, затрачиваемая на сжатие в компрессоре,

$$w_{ik} = c_p T_a [(p''_k/p'_k)^{(k-1)/k} - 1] / \eta_a, \quad (13.1)$$

где k — показатель адиабаты; $\eta_a = \Delta h_a / \Delta h_i$ — адиабатный КПД компрессора, равный отношению адиабатного теплоперепада Δh_a к действительному Δh_i (рис. 13.2).

Работа на валу компрессора

$$w_{ek} = w_{ik} / \eta_{м.к}, \quad (13.2)$$

где $\eta_{м.к}$ — механический КПД компрессора.

Из компрессора сжатый воздух поступает в камеру сгорания двумя потоками.

Меньший поток вводится в зону горения, где происходит сжигание топлива при $\alpha = 1,3$. Образующиеся продукты сгорания с температурой 1800 °С смешиваются с остальным воздухом, проходящим

Таблица 13.1. Основные параметры и показатели ГТУ

Показатель	Схема ГТУ			
	Рис. 13.1	Рис. 13.3	Рис. 13.4	
Конечное давление, МПа	0,6—0,8	1—1,2	0,4—0,5	2,0—3,0
Температура, °С:				
воздуха после сжатия	240—290	300—330	200—220	240—290
перед газовой турбиной	750—780	1050—1100*	750—780	750—780
за газовой турбиной	340—400	400—450	410—460	340—380
Степень регенерации	—	—	0,7—0,8	—
Электрическая мощность, МВт	3—30	120—150	3—15	50—100
Удельный расход воздуха, кг/МДж	7—9	4,2—5	9—11	5—6
Электрический КПД	0,21—0,24	0,3—0,31	0,24—0,27	0,27—0,29
Удельная металлоемкость, кг/кВт:				
компрессоров и турбин	6—8	—	5—7	5
регенератора	—	—	8—10	—

* С охлаждаемыми лопатками.

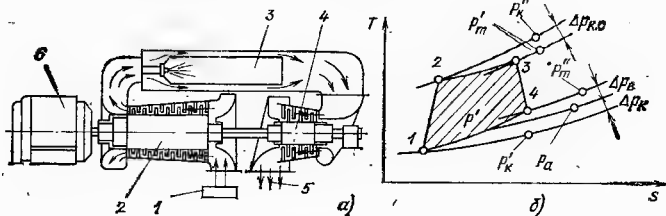


Рис. 13.1. Простая газотурбинная установка:

а — схема; б — цикл в T, s -диаграмме; 1 — забор воздуха; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — выхлоп отработавших газов; 6 — турбогенератор

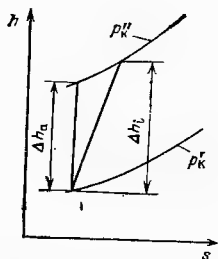


Рис. 13.2. h, s -диаграмма процесса сжатия в компрессоре

в зазоре между пламенной трубой и корпусом камеры сгорания.

Температура после смешения, т. е. перед газовой турбиной, является важным параметром установки и лимитируется условиями работы лопаточного аппарата турбин. Для турбин с неохлаждаемыми лопатками $T'_* = 750 + 780^\circ\text{C}$. В турбинах с лопатками, охлажденными воздухом, температура газа может быть повышена до $1050 - 1100^\circ\text{C}$, а в перспективе — до $1200 - 1250^\circ\text{C}$.

Расход топлива b на 1 кг воздуха, поступающего в камеру сгорания, определяется из ее теплового баланса

$$(Q_{\text{тл}} + Q_{\text{в}}) \eta_{\text{к.с}} = Q_{\text{п.с.}} \quad (13.3)$$

Здесь $Q_{\text{тл}} = (c_{\text{ртл}} T_{\text{тл}} + Q_{\text{кп}}) b$ — теплота топлива; $c_{\text{ртл}}, T_{\text{тл}}$ — удельная теплоемкость и температура топлива; $Q_{\text{в}} = c_p T''_{\text{к}}$ — теплота воздуха; $T''_{\text{к}} = \frac{w_i}{c_p} + T_a$ — температура

воздуха за компрессором; c_p — удельная теплоемкость воздуха; $Q_{\text{п.с.}} = c_{\text{рт}} T'_* (1 + b)$ — теплота продуктов сгорания; $c_{\text{рт}}, T'_*$ — удель-

ная теплоемкость и температура продуктов сгорания перед газовой турбиной; $\eta_{\text{к.с}}$ — КПД камеры сгорания.

Из равенства (13.3) следует

$$\bar{b} = \frac{c_{\text{рт}} T'_* - c_p T''_{\text{к}} \eta_{\text{к.с}}}{Q_{\text{п}} \eta_{\text{к.с}} + c_{\text{ртл}} T_{\text{тл}} \eta_{\text{к.с}} - c_{\text{рт}} T'_*} \quad (13.4)$$

В турбине продукты сгорания расширяются от давления $p'_* = p''_{\text{к}} - \Delta p_{\text{к.с}}$ до давления $p''_* = p_a + \Delta p_{\text{вых}}$, где $\Delta p_{\text{к.с}}$ — потеря давления в камере сгорания; $\Delta p_{\text{вых}}$ — потеря давления в выхлопном тракте турбины.

Совершаемая в турбине внутренняя работа w_i и работа на валу w_e (на 1 кг воздуха) составляют

$$w_i = c_{\text{рт}} T'_* (1 + \bar{b}) [1 - (p''_*/p'_*)^{(k-1)/k}] \eta_{\text{oi}} \quad (13.5)$$

$$w_e = w_i \eta_{\text{м}} \quad (13.6)$$

Мощность на валу турбины частично расходуется на привод компрессора, а избыточная мощность

$$w_e - w_{\text{ек}} = w_{\text{в}} / \eta_{\text{г}}$$

расходуется на привод турбогенератора с удельной электрической мощностью $\omega_{\text{в}}$.

Из этого равенства находятся удельная электрическая мощность турбоустановки

$$\omega_{\text{э}} = (\omega_{\text{в}} - \omega_{\text{ек}}) \eta_{\text{г}} \quad (13.7)$$

и электрический КПД

$$\eta_{\text{э}} = \omega_{\text{э}} / Q_{\text{тл}}. \quad (13.8)$$

Секундный расход воздуха и топлива

$$G_{\text{в}} = N_{\text{г}} / \omega_{\text{в}}; \quad (13.9)$$

$$G_{\text{г}} = b G_{\text{в}}, \quad (13.10)$$

где $N_{\text{г}}$ — мощность генератора.

Рассмотренные ГТУ (см. рис. 13.1) называются простыми.

На рис. 13.3 показана схема ГТУ с регенерацией. Воздух после компрессора проходит через регенератор, в котором он нагревается теплотой отработавших в турбине газов. Это повышает КПД установки, но усложняет ее.

Регенеративный подогрев характеризуется степенью регенерации

$$\sigma_{\text{р}} = (T_{\text{р}} - T''_{\text{к}}) / (T''_{\text{г}} - T''_{\text{к}}), \quad (13.11)$$

где $T''_{\text{г}}$ — температура газа за турбиной; $T_{\text{р}}$ — конечная температура воздуха за регенератором.

Другой путь повышения КПД — создание ГТУ с промежуточным нагревом рабочего тела и промежуточным охлаждением воздуха (рис. 13.4). Подобные ГТУ обычно выполняются двухвальными. Чтобы мощность, расходуемая на привод

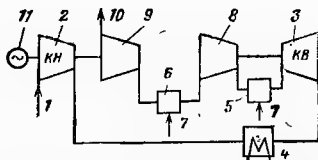


Рис. 13.4. Схема ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха и промежуточным нагревом газов:

1 — забор воздуха; 2, 3 — компрессоры низкого и высокого давления; 4 — промежуточный охладитель; 5, 6 — камеры сгорания; 7 — топливо; 8, 9 — турбины высокого и низкого давления; 10 — выхлоп отработавших газов; 11 — турбогенератор

компрессора, была минимальной, давление в воздухоохладителе

$$P_{\text{ох}} = \sqrt{P_{\text{к}}' P_{\text{к}}''}. \quad (13.12)$$

Давление промежуточного нагрева выбирают таким, чтобы мощности ТВД и приводимого ею компрессора были одинаковыми. Основные характеристики рассмотренных типов ГТУ приведены в табл. 13.1. ГТУ могут работать на природном газе или обеззоленном жидком топливе (ванадий, содержащийся в золе, при $t = 650^\circ\text{C}$ вызывает коррозию металла).

Наиболее совершенные ГТУ имеют удельный расход топлива на 20—25% больший, чем у паротурбинных установок. Но в то же время они значительно дешевле. Капиталовложения в ГТУ на 25—35% ниже, чем в паротурбинные блоки. Поэтому ГТУ целесообразно ис-

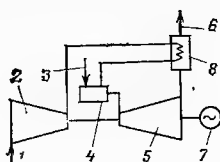


Рис. 13.3. Схема регенеративной ГТУ:

1 — забор воздуха; 2 — компрессор; 3 — топливо; 4 — камера сгорания; 5 — газовая турбина; 6 — выхлоп отработавших газов; 7 — турбогенератор; 8 — регенератор

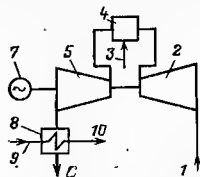


Рис. 13.5. Схема ГТУ с теплофикационной установкой:

1—7 — см. рис. 13.3; 8 — подогреватель воды на отработавших газах; 9, 10 — подвод и отвод воды на отопление

пользовать для покрытия пиковых нагрузок. Выхлопные газы ГТУ можно использовать для подогрева воды, идущей на отопление (рис. 13.5).

13.2. Парогазовые электростанции

Установки, в которых комбинируются циклы паровых и газовых турбин (рис. 13.6), называются парогазовыми (ПГУ). В установках со сбросом отработавших газов ГТУ в топку (см. рис. 13.6,а) теплота этих газов используется для генерации пара в котле, а сами газы, содержащие большое количество кислорода (до 16%), используются вместо воздуха для горения. Поскольку дополнительный воздух не требуется, воздухоподогреватель у котлов отсутствует. Для снижения температуры уходящих газов часть

воды поступает в котел, минуя регенеративные подогреватели. ПГУ по такой схеме сооружена на Молдавской ГРЭС.

В ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ) (см. рис. 13.6,б) сжигание топлива и передача теплоты происходят при весьма высоком давлении, благодаря чему металлоемкость и габаритные размеры котла существенно меньше, чем обычного котла. Продукты сгорания после ВПГ поступают в газовую турбину, а генерируемый пар — в паровую турбину. Охлаждение уходящих газов производится частью питательной воды.

В СССР по этой схеме вначале были сооружены две установки малой мощности, созданные для накопления опыта эксплуатации, а с 1972 г. работает установка мощностью 195 МВт.

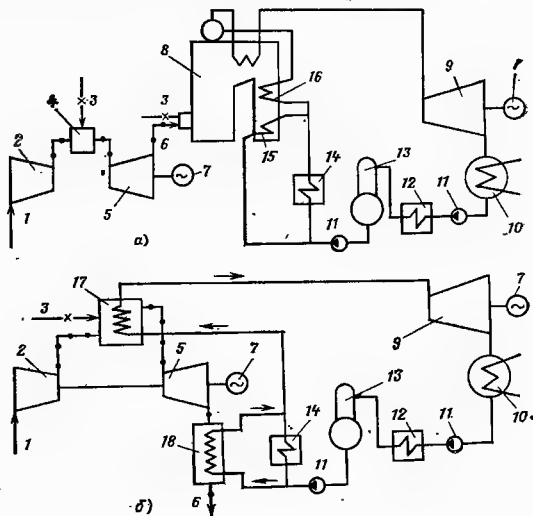


Рис. 13.6. Схемы парогазовых установок:

а — со сбросом газов в котел; б — с высоконапорным парогенератором; 1—7 — см. рис. 13.3; 8 — паровой котел; 9 — паровая турбина; 10 — конденсатор; 11 — конденсационный и питательный насосы; 12 — ПВД; 13 — деаэрактор; 14 — ПВД; 15, 16 — экономайзеры; 17 — высоконапорный парогенератор; 18 — регенеративный подогреватель на уходящих газах

13.3. Электростанции с магнитогидродинамическими установками (МГДУ)

Цикл МГДУ такой же, как и ГТУ: адиабатное сжатие и расширение, изобарный подвод и отвод теплоты. Но в отличие от ГТУ в этих установках происходит безмашинное преобразование теплоты в электрическую энергию (рис. 13.7). Сжатый в компрессоре воздух, подогретый до 1600—1800 °С, поступает в камеру сгорания. Образовавшиеся в ней продукты сгорания с температурой 2500—2700 °С становятся ионизированными вследствие диссоциации некоторой части газа при столь высоких температурах. Для увеличения концентрации ионизированных частиц в газ вводятся легко ионизируемые присадки (например, соли калия).

Ионизированный газ затем движется в МГД-канале со скоростью около 700 м/с. В магнитном поле, создаваемом в канале мощными электромагнитами, движущиеся ионизированные частицы отклоняются от прямолинейной траектории в направлении, перпендикулярном векторам скорости и магнитной индукции (в соответствии с правилом правой руки), и попадают на электроды; в цепи течет постоянный ток. Газы, выходящие из канала, имеют высокую температуру (до 1800—2000 °С), и их теплоту используют не только для подогрева воздуха, но и для получения пара

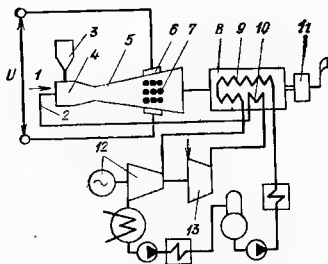


Рис. 13.7. Схема магнитогидродинамической установки:

1 — топливо; 2 — воздух; 3 — бункер легкоионизирующейся присадки; 4 — камера сгорания; 5 — магнитогидродинамический канал; 6 — электроды; 7 — магнитное поле; 8 — котел-утилизатор; 9 — пароводяные поверхности нагрева; 10 — воздухоподогреватель; 11 — система улавливания присадки; 12 — турбина с вспомогательным оборудованием и генератор; 13 — компрессор

для паровых турбин. Коэффициент полезного действия МГДУ может достигнуть 50—55%. Около 50% мощности генерируется в канале, а остальная — в паровой турбине, использующей пар, получаемый в котле-утилизаторе.

ВОПРОСЫ К ТРИНАДЦАТОЙ ГЛАВЕ

1. Мощность компрессора ГТУ составляет около 70% мощности турбины. Насколько снизится мощность генератора, если КПД турбины уменьшится на 1% при неизменных остальных параметрах?
2. В каком типе ПГУ частично можно использовать твердое топливо?
3. В чем сходство и различие МГДУ и ПГУ со сбросом газа в котел?

Глава четырнадцатая

Техническое водоснабжение

14.1. Потребители технической воды

Отвод теплоты из конденсаторов, масло- и газоохладителей и от подшипников вспомогательных механизмов, гидротранспорт золы и шлака, питание химводоочистки осуществляются водой из природных источников, прошедшей грубую фильтрацию и иногда обработку

хлорной известью для борьбы с микрофлорой. Эта вода называется технической. Характеристики потребителей технической воды приведены в табл. 14.1.

Объемный расход воды через конденсатор определяется из теплового баланса

$$V = \frac{D_k(h_k - h_{k'}) + Q_{np}}{c_p(t'' - t')}, \quad (14.1)$$

Таблица 14.1. Характеристики потребителей технической воды ГРЭС

Показатель	Показатель на 1 кВт·ч вырабатываемой электроэнергии		Подогрев воды, °С
	Расход воды, л/(кВт·ч)	Количество отдаваемой теплоты, кВт·ч/(кВт·ч)	
Конденсатор турбины	90—140	1,1—1,3	9—12
Маслоохладитель	2—3	0,005—0,01	2—3
Газо- и воздухоохладители	3—4	0,01—0,015	3—4
Подшипники	1,0—1,5	0,005	—
Испомогательных механизмов	—	—	—
Гидрошлакозолоудаление*	8	—	—
Восполнение потерь пара и конденсата	0,03—0,06	—	—

* Используется вода после конденсаторов турбин.

где D_k , h_k — расход и энтальпия отработавшего пара; h'_k — энтальпия конденсата; t' , t'' — начальная температура охлаждающей воды и ее температура за конденсатором; $c_p \approx 4,19$ кДж/(кг·°С), $\rho \approx 1000$ кг/м³ — теплоемкость и плотность воды; $Q_{пр}$ — теплота, отводимая от пара из уплотнений, от дренажа ПНД и других потоков, поступающих в конденсатор:

$$Q_{пр} = 0,01 D_k (h_k - h'_k), \quad (14.2)$$

и тогда

$$V = \frac{1,01 D_k (h_k - h'_k)}{c_p (t'' - t')}. \quad (14.3)$$

Отношение расхода охлаждающей воды, м³/с, к расходу пара в конденсатор, кг/с,

$$V/D_k = m \quad (14.4)$$

называется *кратностью охлаждения*. У современных турбин $m = 0,045 \div 0,06$ м³/кг.

На конденсационных электростанциях около 92—94 % воды поступает в конденсатор и с ней отводится 97—98 % теплоты. Поскольку влияние остальных потребителей незначительно, система технического водоснабжения выбирается исходя из требований опти-

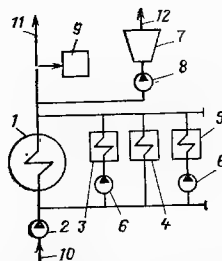


Рис. 14.1. Принципиальная схема технического водоснабжения:

1 — конденсатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — воздухо- и газоохладители; 4 — маслоохладитель; 5 — подшипники вращающихся механизмов; 6 — подъемные насосы; 7 — золоотвал; 8 — системы гидрозолоудаления; 9 — химическая очистка; 10, 11 — подвод и отвод охлаждающей воды; 12 — сброс осветленной воды

мальной работы конденсационной установки турбин. Подача технической воды осуществляется насосами (рис. 14.1), напор которых выбирается по падению давления в контуре охлаждения конденсатора.

Для аппаратов, требующих большого напора, устанавливаются подъемные насосы. Подогретая вода отводится в водоем или искусственный охладитель. Лишь небольшая ее часть поступает на химводоочистку и золоотвал. На золоотвале вода отстаивается (осветляется) от механических примесей, но растворимые соединения в ней остаются. Сброс воды с повышенным содержанием солей в замкнутые водоемы недопустим, а в реки нежелателен из-за нарушения солевого баланса. Наиболее целесообразно возвращать осветленную воду на повторное использование, а накапливающиеся соли выводить с продувкой, которая перед сбросом должна быть обработана и не должна содержать биологически вредных соединений.

На рис. 14.2 показана схема трубопроводов технической воды в пределах турбоустановки, имеющей один конденсатор. К турбине вода подается двумя водоводами, каж-

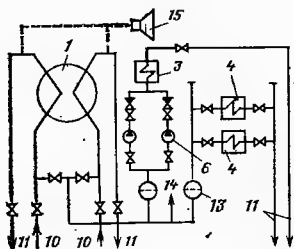


Рис. 14.2. Схема трубопроводов технической воды в пределах турбоустановки:

13 — фильтры; 14 — вода на охлаждение подшипников; 15 — эжектор циркуляционной системы; остальные обозначения те же, что и на рис. 14.1

дней из которых рассчитан на пропуск 50 % воды, причем водоводы подключаются к разным насосам. Это позволяет не останавливать турбину при неисправности в каком-либо узле системы водоснабжения, а лишь уменьшать ее мощность. Для чистки конденсатора каждая его половина может отключаться по воде.

Для турбин большой мощности (500 МВт и более) число водоводов увеличивают, для того чтобы их диаметр не превышал 1,8—2,2 м, поскольку трубы большего диаметра затрудняют компоновку подвала машинного зала.

Снабжение водой охладителей масла и газа и вспомогательных

механизмов осуществляется из перемычки между двумя водоводами. Эта же перемычка позволяет подавать воду к обеим половинам конденсатора при отключении одного из водоводов.

Для отсоса воздуха при заполнении системы водой служит эжектор.

14.2. Системы водоснабжения с использованием рек и водоемов

Если сток реки превышает потребности в технической воде, то водоснабжение ТЭС можно организовать по прямоточной схеме (рис. 14.3): вода забирается из реки насосами и после однократного использования сбрасывается обратно в реку, но ниже по течению, чтобы исключить смешение свежей холодной воды с использованной подогретой. Насосы размещаются в береговой насосной ниже минимального горизонта воды в реке, что исключает срыв потока на всасе. Водоводы прокладываются в земле. Вне площадки ТЭС имеется открытый отводящий канал.

На сливе воды из конденсаторов сооружаются сифонные колодцы (рис. 14.4), уменьшающие геометрический подпор на $H_{\text{сиф}}$. Теоретически $H_{\text{сиф}}=10$ м, но практически высота сифона не должна превышать 7,5—8 м.

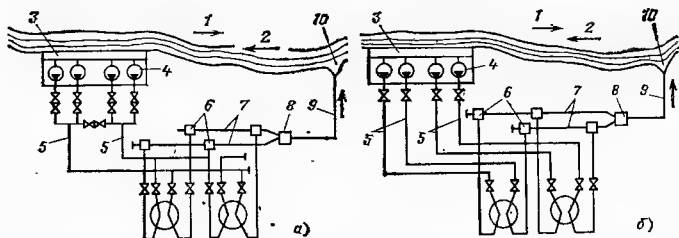


Рис. 14.3. Схема водоснабжения с использованием рек и водоемов:

а — централизованная; б — децентрализованная; 1 — течение в реке при прямоточной схеме; 2 — течение в пруде-охладителе при оборотной схеме; 3 — сетки; 4 — циркуляционные насосы; 5 — напорные водоводы; 6 — сливные сифонные колодцы; 7 — отводящие водоводы; 8 — переключающий колодец; 9 — отводящий канал; 10 — водовод

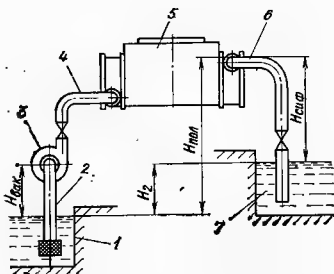


Рис. 14.4. Схема сливного сифонного колодца:

1 — приемный колодец; 2 — всасывающая труба; 3 — циркуляционный насос; 4 — напорный трубопровод; 5 — конденсатор; 6 — сифонная труба; 7 — сливной колодец

Если сток реки недостаточен, то для водоснабжения может использоваться естественный или искусственный водоем (рис. 14.5). Его размеры должны быть такими, чтобы при движении воды от места выпуска до места забора она успевала охладиться до необходимой температуры. Такие сооружения называются *прудами-охладителями*, а схема водоснабжения — *оборотной*, поскольку в ней циркулирует одна и та же вода. Дополнительная вода требуется лишь для покрытия потерь с испарением и фильтрацией. Охлаждение циркуляционной воды интенсивно происходит в зонах транзитного потока и водоворота. Поэтому гидравлический режим пруда-охладителя стремятся организовать так, чтобы доля застойной зоны была возможно меньше.

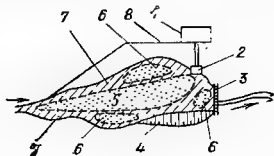


Рис. 14.5. Схема пруда-охладителя:

1 — площадка электростанции; 2 — береговая насыпь; 3 — плотина; 4 — дамба; 5 — транзитный поток; 6 — водоворот; 7 — застойная зона; 8 — отводящий канал

При отсутствии сброса теплой воды в водоеме устанавливается равновесие между поглощенной энергией солнечной радиации Q_p и теплотой, отводимой в окружающую среду за счет конвекции Q_k и испарения $Q_{и}$:

$$Q_p = Q_k + Q_{и}. \quad (14.5)$$

Температура воды t_e , при которой достигается это равновесие, называется естественной. Она зависит от климатических условий, времени года и глубины водоема. Значение t_e может быть рассчитано или принято на основании наблюдений за аналогичными водоемами. При сбросе в пруд-охладитель теплой воды равновесие достигается при более высокой температуре $t' = t_e + \delta t$, поскольку требуется отвести большее количество теплоты. Величина δt зависит от тех же факторов, что и t_e , а также от температуры подогретой воды t'' и площади акватории пруда-охладителя F . Значение δt тем меньше, чем меньше $\Delta t = t'' - t'$ и больше F . Расчеты по выбору площади акватории пруда производятся по специально разработанной методике. Обычно на ТЭС $\Delta t = 9 \div 12^\circ\text{C}$, что соответствует $m = 0,045 \div 0,06 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\delta t = 5 \div 9^\circ\text{C}$; $F = (7 \div 9) N_y, \text{ м}^2$.

Температура насыщения в конденсаторе, от которой зависит вакуум, а следовательно, и КПД турбины,

$$t_k = t'' + \Delta t_k = t' + \Delta t + \Delta t_k,$$

где Δt_k — температурный напор на выходе из конденсатора.

В свою очередь $t' = t_e + \delta t$, поэтому $t_k = t_e + \delta t + \Delta t + \Delta t_k$.

Поскольку t_e зависит от природных условий, уменьшить t_k можно лишь за счет остальных слагаемых, но это требует дополнительных капиталовложений. Для уменьшения Δt следует увеличить расход охлаждающей воды, что требует увеличения мощности насосов и сечения водоводов. Уменьшение

δt и Δt_k , как правило, сопряжено с увеличением площади пруда-охладителя и поверхности теплообмена конденсатора.

Определение оптимальных значений Δt , δt и Δt_k является сложной инженерной задачей, решаемой при проектировании ТЭС.

Пример. Определить площадь акватории пруда-охладителя и давление в конденсаторах турбин ГРЭС мощностью $N_y = 1,8 \times 10^6$ кВт (6×300 МВт) по следующим данным из теплового расчета турбины и конденсатора: расход пара в конденсатор $D_k = 166$ кг/с; теплота, отдаваемая 1 кг пара в конденсаторе, $q_{кон} = i_k - i'_k = 2250$ кДж/кг; расход охлаждающей воды $V = 10$ м³/с; температурный напор на выходе воды из конденсатора $\Delta t = 6^\circ\text{C}$; температура воды в пруде-охладителе $t' = 12^\circ\text{C}$.

Площадь акватории пруда-охладителя

$$F = 8N_y = 14,4 \cdot 10^6 \text{ м}^2 = 14,4 \text{ км}^2.$$

Кратность охлаждения

$$m = V/D_k = 10/166 = 0,06 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе

$$\Delta t = \frac{q_{кон}}{c_{р,тр}} = \frac{2250}{4,19 \cdot 0,06 \cdot 1000} = 9^\circ\text{C},$$

где $c_p = 4,19$ кДж/кг — теплоемкость воды.

Температура насыщения в конденсаторе

$$t_k = t' + \Delta t + \Delta t_k = 12 + 9 + 6 = 27^\circ\text{C}.$$

Давление в конденсаторе $p_k = f(t_k) = 3,5$ кПа — по таблицам свойств воды и пара на линии насыщения.

14.3 Системы водоснабжения с искусственными охладителями

Недостатком прудов-охладителей является большая площадь, занимаемая ими. Более компактны искусственные охладители, в которых вода дробится на капли или стекает в виде пленок. Благодаря этому увеличивается поверхность теплообмена между водой и воздухом. На ТЭЦ наиболее распространены системы с башенными охладителями-градирнями (рис. 14.6). Нагретая у потребителей вода поступает в градирню на высоте 7—8 м от уровня земли и распределяется по желобам со сливными трубами в днище (рис. 14.7). Из трубок вода падает на розетки, дробится и стекает вниз в виде капель, которые дополнительно дробятся на горизонтальных дере-

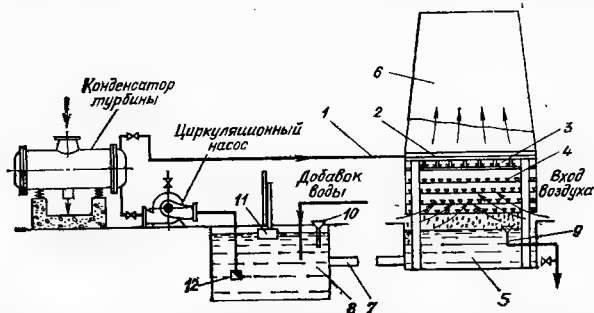


Рис. 14.6 Циркуляция воды в схемах оборотного водоснабжения с градирней:

1 — напорный трубопровод; 2 — желоб со сливными трубами; 3 — разбрызгивающие розетки; 4 — решетник; 5 — сборный бассейн; 6 — вытяжная башня; 7 — водоподводящий канал; 8 — водоприемный колодец; 9 — продувка; 10 — впуск хлорной извести; 11 — указатель уровня; 12 — водоприемное устройство насоса (клапан и сетка)

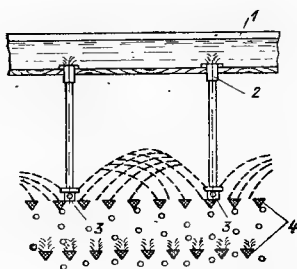


Рис. 14.7. Разбрызгивающее устройство капельных градирен:
1 — желоб; 2 — сливная труба; 3 — розетка; 4 — решетка



Рис. 14.8. Установка щитов пленочных градирен

вянных брусках решетки. Собирается вода в бассейне и по самотечным каналам поступает на всас насоса. Навстречу падающим каплям воды движется поток воздуха, создаваемый либо самотягой башин, либо вентилятором. Охлаждение воды достигается в основном за счет испарения. Воздух при этом насыщается парам. Конвективный теплообмен имеет небольшое значение. Градири рассматриваемого типа называются капельными. В градириях другого типа — пленочных — вместо решетки устанавливаются почти вертикальные щиты с зазором 40—50 мм (рис. 14.8). Вода тонкими пленками стекает по поверхности щитов, омываемых встречным потоком воздуха, частично испаряется и охлаждается. Отношение расхода воды к площади поперечного сечения градири, орошаемого водой (площади орошения),

$$q = V/F \quad (14.6)$$

называется плотностью орошения. Для капельных градири $q = 2,5 \div 3,5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, а для пленочных $q = 5 \div 7 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Чем выше плотность орошения, тем больше должна быть скорость воздуха, так как при малом его расходе он насытит-

ся водяными парам и охлажденные воды ухудшится. Скорость воздуха в градириях лимитируется уносом влаги воздушным потоком. Срыв пленки наступает при больших скоростях воздуха, чем унос капель. Поэтому в пленочных градириях принимается и большая скорость воздуха, и большая плотность орошения. Этот тип градири в основном и применяется в СССР. При указанной плотности орошения и начальной относительной влажности воздуха 60 % темпера-

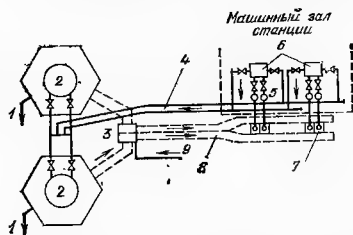
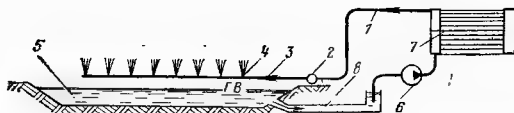


Рис. 14.9. Схема оборотного водоснабжения с градириями:

1 — продувка; 2 — градири; 3 — переключательный колодец; 4 — напорные магистрали; 5 — циркуляционные насосы у турбин; 6 — конденсаторы; 7 — приемные колодцы; 8 — водоподводящие самотечные каналы; 9 — подвод добавочной воды

Рис. 14.10. Схема обратного водоснабжения с брызгальным устройством: 1 — напорный трубопровод; 2 — коллектор; 3 — распределительный трубопровод; 4 — разбрызгивающие сопла; 5 — водосборный бассейн; 6 — насосы; 7 — конденсатор; 8 — подводящий канал; ГВ — горизонт воды



тура охлажденной воды в пленочных градирнях на $4-7^{\circ}\text{C}$ выше температуры воздуха, при 90 % — на $10-12^{\circ}\text{C}$.

В градирнях достигается меньшее охлаждение воды, чем в прудах-охладителях. На ТЭЦ, где основная выработка электроэнергии происходит на отборном паре, повышение температуры охлаждающей воды не столь существенно, как на ГРЭС. С другой стороны, компактность градирен в сравнении с прудами-охладителями является важным фактором в пользу их применения на ТЭЦ, расположенных, как правило, вблизи крупных населенных пунктов, где отсутствуют свободные территории для размещения больших водоемов. Схема водоснабжения с градирнями (рис. 14.9) выполняется с двумя нитками водоводов. Циркуляционные насосы устанавливаются обычно в машинном отделении — по два на турбину с подсоединением к разным водоводам для повышения надежности, но без резерва.

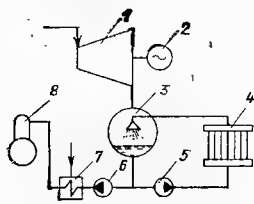


Рис. 14.11. Схема конденсационной установки с сухой градирней Геллера:

1 — турбина; 2 — генератор; 3 — смешивающий конденсатор; 4 — сухая градирня; 5 — циркуляционный насос; 6 — конденсатный насос; 7 — группа ЛНД; 8 — деаэратор

В качестве охладителей на ТЭЦ малых мощностей используются также брызгальные бассейны (рис. 14.10). Разбрызгивание воды в них происходит посредством сопла за счет напора насосов. Плотность орошения составляет $0,8-1,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 площади бассейна, т. е. $0,1-0,15 \text{ м}^3/\text{кВт}$. В рассмотренных типах охладителей из-за испарения и других потерь требуется значительное количество подпиточной воды — около 300 т/ч на 100 МВт . Этого недостатка, особенно существенного в маловодных районах, лишены сухие градирни Геллера (рис. 14.11), в которых потери воды практически отсутствуют. В схемах с сухими градирнями охлажденная вода поступает в конденсатор смешивающего типа. Образовавшаяся смесь конденсата и охлаждающей воды частично откачивается в деаэратор. Большая часть воды (около 98,5 %) циркуляционными насосами подается в градирню, представляющую собой поверхностный теплообменник, в котором теплота от воды передается окружающему воздуху. После этого охлажденная вода вновь возвращается в конденсатор. Системы с сухими градирнями дороже других типов охладителей. В районах с низкой зимней температурой возможно замерзание в них воды, а при наличии в воздухе пыли — загрязнение поверхностей охлаждения. Из-за этих недостатков сухие градирни не получили распространения.

Пример. Проверить достаточность установки восьми типовых градирен с площадью орошения по $F=1520 \text{ м}^2$ для ТЭЦ с четырьмя турбинами Т-100-130.

Расход охлаждающей воды на турбину по техническим условиям $V=16\,000\text{ м}^3/\text{ч}$.
 Общий расход охлаждающей воды на ТЭЦ $\Sigma V=4V=64\,000\text{ м}^3/\text{ч}$.
 Плотность орошения
 $q=\Sigma V/8F=5,3\text{ м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{ч})$,
 что удовлетворяет рекомендациям [$q=5\div 7\text{ м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{ч})$].

ВОПРОСЫ К ЧЕТЫРНАДЦАТОЙ ГЛАВЕ

1. Каким соотношением связаны механический КПД турбоагрегата с количеством

теплоты; отводимой из маслоохладителя?

2. Как изменится расход электроэнергии на собственные нужды ТЭС, если кратности охлаждения конденсаторов увеличится?

3. Почему в прудах-охладителях воду целесообразно забирать из глубинных слоев?

4. Для борьбы с тепловым «загрязнением» водоемов (биологически недопустимого повышения температуры воды) может быть предусмотрено двухступенчатое охлаждение: в градирнях и затем в прудах-охладителях. Составьте такую схему водоснабжения.

Глава пятнадцатая

Компоновка главных корпусов ТЭС и АЭС

15.1. Типы компоновок ТЭС и требования к ним

В главном корпусе паротурбинных ТЭС размещаются котлы и турбины с генераторами и относящееся к ним вспомогательное оборудование, распределительное устройство собственного расхода (РУСР), от которого осуществляется электропитание механизмов и устройств, находящихся в главном корпусе, щиты управления и некоторые другие элементы электростанции.

Главный корпус является многопролетным зданием (рис. 15.1), в котором каждый пролет предназначен для размещения одного из оборудования. Пролет, в котором установлены турбины, называется машинным отделением. Следующий пролет — деаэрационное отделение, затем бункерное и котельное отделения, далее помещение электрофильтров и дымососов.

Главный корпус, показанный на рис. 5.1, является характерным для твердотопливных неблочных электростанций, строившихся в послевоенное время до середины 50-х годов. На них устанавливались турбины типа К мощностью 50—100 МВт, типа Т и ПТ мощностью 25 МВт, котлы паропроизводительностью 170 и 230 т/ч на давление 8,8 МПа. В конце 50-х — начале 60-х годов на электростанциях начали серийно устанавли-

ваться более крупные турбины: 50—60 МВт типа ПТ, 50—100 МВт типа Т, 150—200 МВт типа К на давление свежего пара 12,75 МПа, К-300-240. Примеры компоновки главных корпусов ТЭЦ и блочных ГРЭС с такими турбинами приведены на рис. 15.2 и 15.3.

На этих электростанциях принято поперечное расположение турбин в машинном отделении. Кроме того, на блочных ГРЭС бункерное и деаэрационное отделения объединены в одно бункерно-деаэрационное отделение, размеры которого меньше, чем двух раздельных отделений. Возможность такого объединения обусловлена следующим:

на блочных электростанциях запас воды в деаэраторе меньше, чем на неблочных. Поэтому и размеры деаэраторов в первом случае меньше и для их размещения требуется меньше места;

укрупненное вспомогательное оборудование турбин и котлов большей мощности, устанавливаемых на ГРЭС, имеет меньшие удельные размеры, чем вспомогательное оборудование более мелких агрегатов ТЭЦ;

на блочных ГРЭС отсутствуют поперечные связи, прокладываемые в деаэрационной этажерке неблочных (см. рис. 15.1, поз. 22) электростанций.

На электростанциях, построенных в 70-х годах и позже, а также

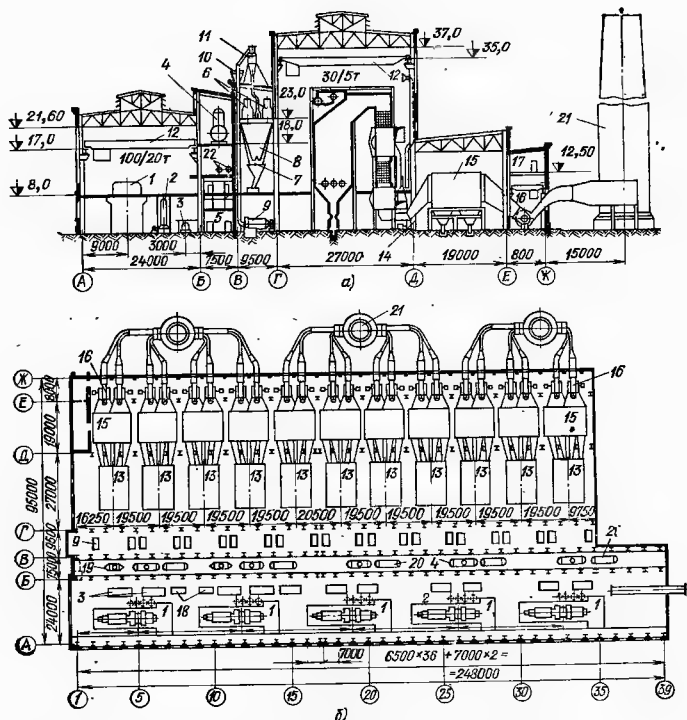


Рис. 15.1. Главный корпус пылеугольной ГРЭС с поперечными связями:

а — поперечный разрез; б — план; 1 — турбина К-100-90; 2 — регенеративные подогреватели; 3 — питательные насосы; 4 — деаэрактор; 5 — РУСР; 6 — конвейеры топливоподдачи; 7 — бункер угля; 8 — бункер пыли; 9 — углеразмольная мельница; 10 — сепаратор; 11 — циклон; 12 — мостовые краны; 13 — паровой котел $D=230$ т/ч; 14 — дутьевой вентилятор; 15 — электрофильтр; 16 — дымосос; 17 — РУ электрофильтров; 18 — турбонасос; 19 — деаэрактор 0,118 МПа; 20 — бак питательной воды; 21 — дымовая труба; 22 — трубопроводы

планируемых к сооружению в ближайшей перспективе, используются и более мощные агрегаты: без промперегрева (неблочные) — ПТ-80-130/13, ПТ-135-130/13, Т-175-130, Р-100-130/15 и др. с промежуточным перегревом (блочные) — Т-180-130, Т-250-240, К-500-240, К-800-240, К-1200-240. В компоновке ТЭЦ с турбинами без промперегрева мощностью 80—175 МВт (рис. 15.4) имеется объ-

единенное бункерно-деаэракторное отделение, но дополненное небольшой встроенной в котельное отделение этажеркой. Такая компоновка является как бы промежуточной между показанными на рис. 15.2 и 15.3. Она оказалась возможной благодаря использованию укрупненного вспомогательного оборудования. В этой компоновке пролет машинного зала недостаточен для по-

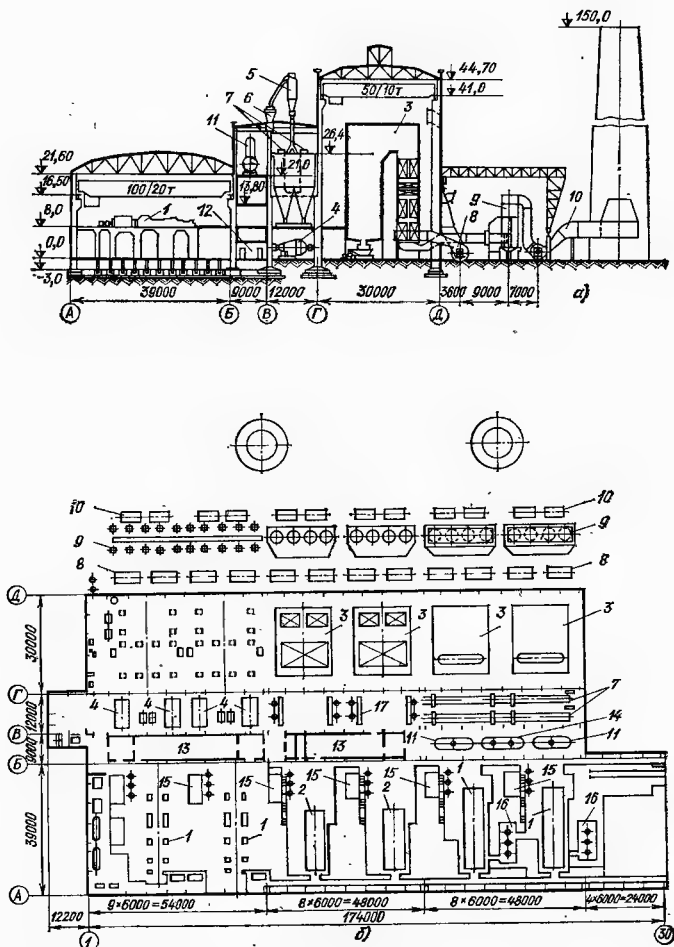


Рис. 15.2. Главный корпус пылеугольной ТЭЦ:

a — поперечный разрез; *б* — план; 1 — турбина ПТ-60-130/10; 2 — турбина Р-50-130/13; 3 — котлоагрегат Д-420 т/ч; 4 — углеразмольные мельницы; 5 — циклон; 6 — сепаратор; 7 — конвейеры топливоподачи; 8 — дутьевой вентилятор; 9 — золоуловитель; 10 — дымоход; 11 — деаэрактор; 12 — РУСЦ; 13 — повышение теплового щита; 14 — деаэрактор теплосети; 15 — питательные электронасосы; 16 — подогреватели сетевой воды; 17 — питатели сырого угля

перечного размещения турбины Т-175-130, и поэтому она установлена вдоль машинного отделения.

Проектом ТЭЦ предусмотрено широкое использование при строительстве и монтаже конструкции и узлов высокой заводской готовности, что нашло отражение в названии проекта: «ТЭЦ заводского изготовления твердотопливная», или сокращенно ТЭЦ-ЗИТТ.

На ТЭЦ и ГРЭС спаровыми турбинами мощностью 180—250 и 500 МВт компоновочные решения в основном повторяют приведенные на рис. 15.3 для турбины К-300-240, и с измененными (в основном увеличенными) размерами отделений.

Для поперечного размещения турбины мощностью 800 МВт требовалось бы машинное отделение пролетом более 60 м, а для турбины 1200 МВт — еще больше. Чтобы избежать сооружения дорогостоящего машинного отделения с большим пролетом, турбину 800 МВт располагают вдоль машинного отделения (рис. 15.5), а для турбины 1200 МВт предусматривают двухпролетное машинное отделение (рис. 15.6).

На газомазутных ТЭС всех типов имеется три отделения: котельное, деаэрационное и машинное. В качестве примера на рис. 15.7 показана компоновка газомазутной ТЭЦ. Расположение турбины, как и на пылеугольных электростанциях, зависит от их типа и мощности.

Размещение деаэрационного или бункерно-деаэрационного отделения между котельным и машинным отделениями является компоновочно удобным, поскольку в этом отделении находится оборудование, необходимое одновременно и котлам, и турбинам. Деаэрационное и бункерно-деаэрационное отделения сооружаются в виде этажерки, образующей пространственную раму, на которую передаются горизонтальные усилия, действующие поперек здания (от ветра и торможения мостовых кранов). Колонны наружных стен, образующие плоскую про-

должную раму, такие усилия воспринимают плохо.

Компоновка оборудования в здании называется *закрытой*. При благоприятных климатических условиях оборудование может устанавливаться на открытом воздухе и иметь лишь местные укрытия (рис. 15.8). Такие компоновки называются *открытыми*. Если вне здания размещен только котлоагрегат, то компоновка называется *полуоткрытой*.

Агрегаты на ТЭС нумеруются в порядке их установки. Торцевая стена главного корпуса со стороны первых котла и турбины называется *постоянным торцом*. Противоположный торец называется *временным*. Он переносится по мере установки новых агрегатов. Продольные ряды колонн обозначаются буквами, а поперечные — цифрами. Для основных геометрических размеров приняты следующие названия:

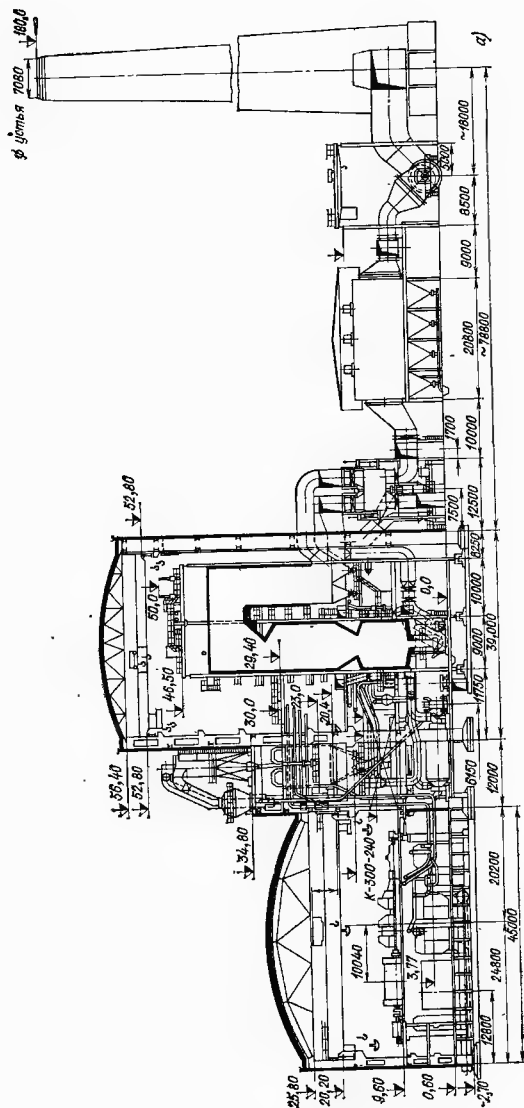
пролет — расстояние между осями колонн в поперечном направлении;

шаг по колоннам — расстояние между осями колонн в продольном направлении;

шаг по котлам (турбинам) — расстояние в продольном направлении между осями смежных котлов (турбин);

ячейка котла (турбины) — часть котельного (машинного) отделения, занятая одним котлом (турбиной) с относящимся к нему вспомогательным оборудованием.

На блочных ГРЭС шаг по котлам и турбинам одинаковый и называется *шагом по блокам*. Благодаря единому шагу все оборудование блока komponуется в единой *блочной ячейке*. В противном случае происходил бы сдвиг котлов относительно турбины и как следствие — удлинение коммуникаций блока и нарушение единообразия компоновки, что усложняет проектирование, монтаж и эксплуатацию оборудования. Равенство шагов по котлам и турбинам достигается путем изменения поперечных и высотных размеров главного корпуса и соответ-



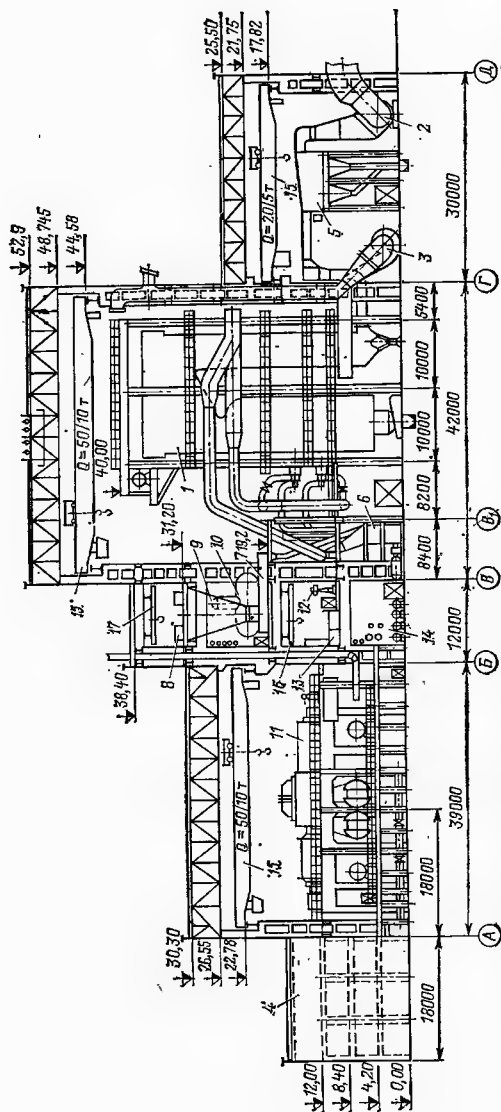
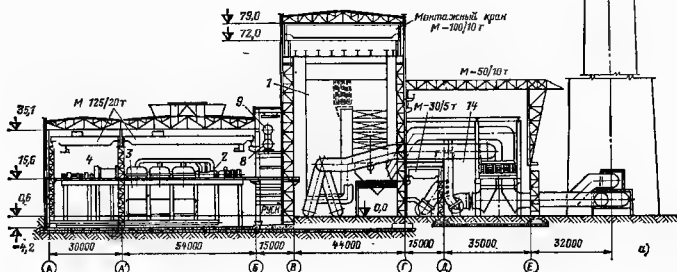
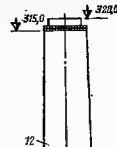


Рис. 15.4. Главный корпус ТЭЦ-ЗИТ. Поперечный разрез:
1 — котел Б-400-140 БКЗ; 2 — осевой дымосос; 3 — дутьевой вентилятор; 4 — Грш; 5 — золоуловитель (батарейные циклоны); 6 — молотковая мельница;
7 — транспортер сырого угля; 8 — транспортер сырого угля; 9 — бункер угля; 10 — деаэрационный бак с колонкой; 11 — турбина Т-100-130; 12—14 —
трубопроводы высокого и низкого давления; 15 — мостовой кран; 16, 17 — край-балки

Рис. 15.6 Главный корпус газомазутной ГРЭС с блоками 1200 МВт:

а — поперечный разрез; б — план; 1 — котел; 2 — турбина К-1200-240; 3 — конденсатор; 4 — генератор; 5 — возбудитель; 6, 7 — питательный насос с турбоприводом; 8 — деаэрационный бак; 9 — деаэрационная колонка; 10, 11 — ПНД смешивающего типа; 12 — дымовая труба; 13 — воздухоподогреватель; 14 — регенеративный вращающийся воздухоподогреватель



продольное расположение турбин, как было показано на рис. 15.1. Обгон одного отделения другим удлиняет коммуникации и усложняет оперативную связь.

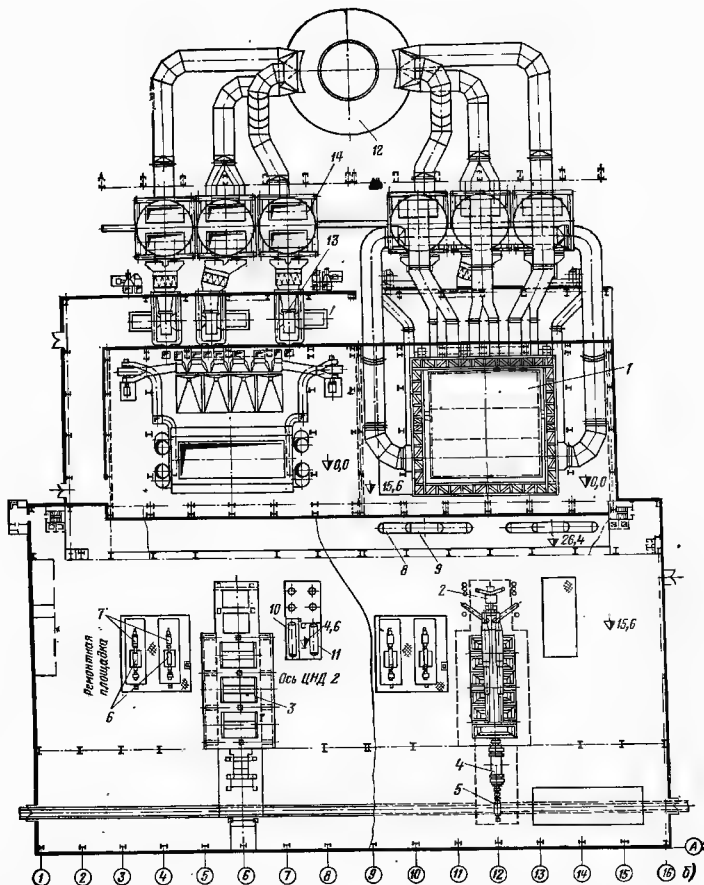
Оборудование главного корпуса располагают в соответствии с технологической последовательностью, что сокращает протяженность коммуникаций. Например, регенеративные подогреватели устанавливаются вблизи турбин и в порядке, соответствующем последовательности прохождения через них конденсата и питательной воды. Однако выдерживать этот принцип для всех технологических трактов одновременно не всегда удается. Так, например, при установке питательных насосов вблизи деаэрационного отделения (см. рис. 15.1) уменьшается протяженность всасывающих и напорных трубопроводов питательной воды, но увеличиваются расстояние от котла до турбины и протяженность главных паропроводов.

На рис. 15.9 и 15.10 показаны компоновки газотурбинной и парогазовой электростанций. Особое

внимание при установке этих агрегатов уделяется рациональной организации всасывающего и выхлопного трактов с целью уменьшения гидравлических потерь. Потери давления существенно снижают КПД и мощность газотурбинных двигателей, поскольку некоторая часть работы, затраченной на сжатие в компрессоре, теряется.

Валы двухвалных машин целесообразно компоновать соосно (цугом), чтобы обеспечить симметрию соединительных трубопроводов воздуха и газа по отношению к продольной оси. При такой компоновке усилия от трубопроводов в направлении, перпендикулярном оси турбины, взаимно уравновешиваются. Из этих же соображений камеры сгорания, парогенераторы ПГУ устанавливаются симметрично по отношению к продольной оси турбины.

В главных корпусах ТЭС как с паровыми, так и с газовыми турбинами оборудование следует располагать компактно, чтобы уменьшить стоимость строительства здания, но в то же время нужно учитывать тре-



бования эксплуатации, основными из которых являются:

строгое соблюдение правил техники безопасности и норм промышленной санитарии;

удобство обслуживания — доступность для управления и внешнего осмотра оборудования в рабочем состоянии.

В компоновках должны быть

учтены требования, связанные с ремонтными работами: наличие ремонтных площадок между агрегатами и у торцов здания и возможность транспортирования оборудования с помощью кранов, монорельсовых подъемников или напольных средств без нарушения безопасности обслуживания оборудования, находящегося в работе.

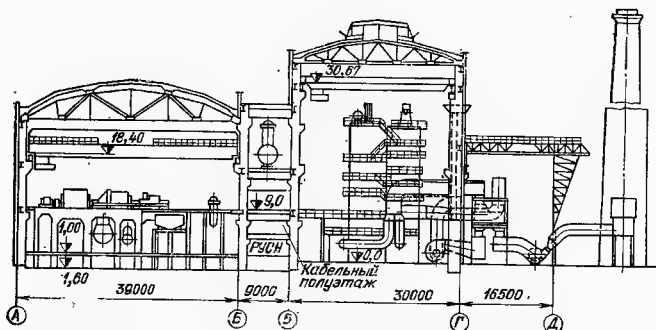


Рис. 15.7. Поперечный разрез по главному корпусу газомазутной ТЭЦ

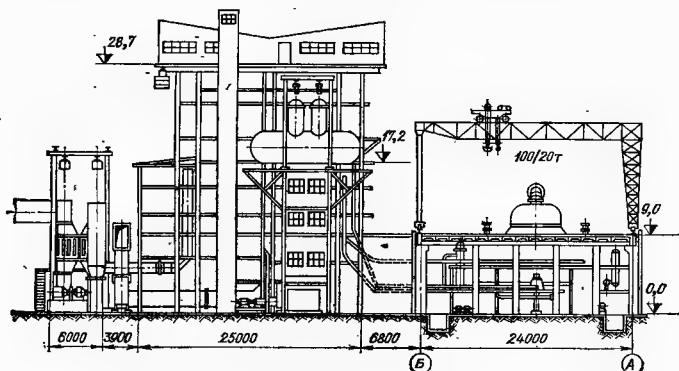


Рис. 15.8. Поперечный разрез по главному корпусу ТЭС с открытой компоновкой

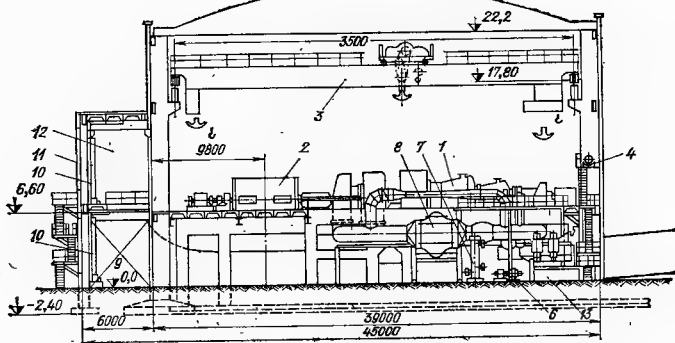
15.2. Компоновка котельного и бункерного отделений. Выбор дымовых труб

На рис. 15.1 показаны компоновки с установкой котла, топка которого повернута в сторону машин-

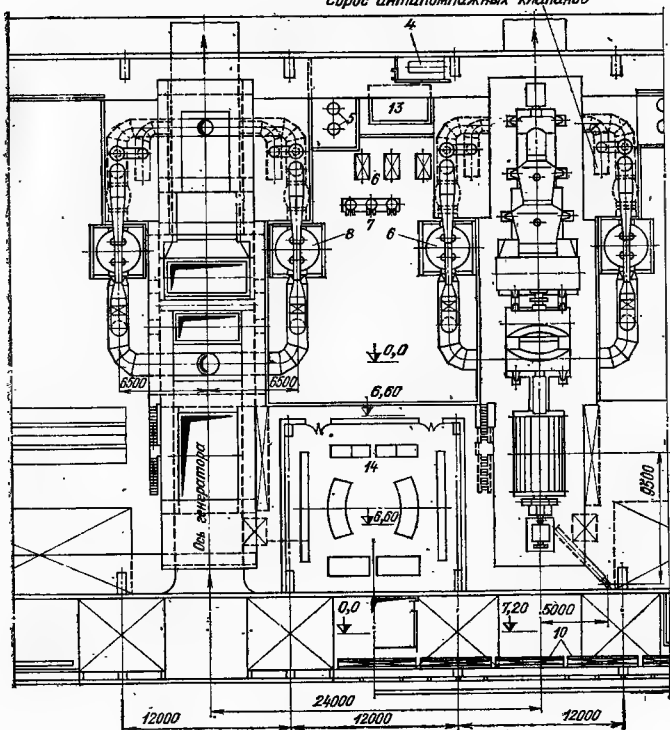
ного отделения. Возможна компоновка с разворотом топки в противоположную сторону — к наружной стене (рис. 15.11). Преимуществом второго варианта является меньшая протяжённость как главных трубопроводов между котлом и турбиной,

Рис. 15.9. Главный корпус газотурбинной ТЭС

а — поперечный разрез; б — план; 1 — турбина ГТ-100-750-2; 2 — генератор; 3 — мостовой кран; 4 — бак аварийного слива масла; 5, 6 — масляные системы регулирования и смазки; 7 — маслоохладитель; 8 — промежуточный воздухоохладитель; 9 — камера шумоглушения; 10 — воздушные фильтры; 11 — жакеты; 12 — воздухозаборная камера; 13 — масляный бак; 14 — щит управления



Сброс антипомпажных клапанов



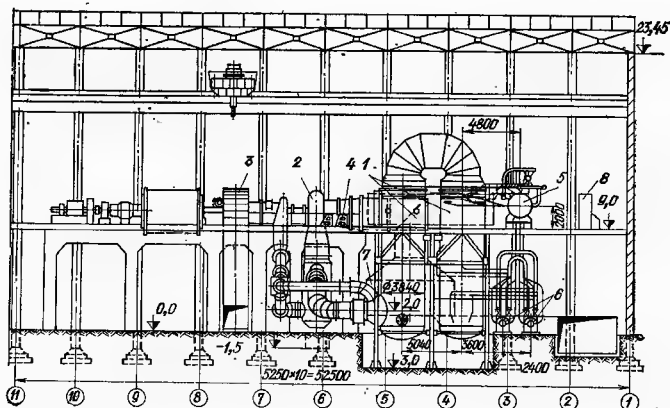


Рис. 15.10. Парогазовая установка с высоконапорным парогенератором (поперечный разрез):

1 — парогенератор; 2 — турбина; 3 — компрессор; 4 — камера сгорания; 5 — сарабан-сепаратор; 6 — циркуляционные насосы; 7 — экономайзер; 8 — щит управления

поскольку пароперегреватели и экономайзер размещаются в конвективной шахте, так и воздухопроводов от вынесенных воздухоподогревателей к горелкам. Однако поворот топки к наружной стене требует прокладки газопроводов от котла к дымоходам через все котельное отделение. Это не только увеличивает их протяженность, но и ухудшает компоновку котельной из-за больших поперечных размеров газопроводов. Кроме того, удлиняются пылепроводы к горелкам, так как со стороны бункерного отделения находится конвективный газопровод, а не топка котла. Из-за этих недостатков на пылеугольных ТЭС котлы устанавливаются топкой в сторону машинного отделения. На газомазутных электростанциях котлы имеют меньшие габариты, что упрощает прокладку в котельной коробов дымовых газов, а пылепроводы вообще отсутствуют. Поэтому компоновки газомазутных котлов с разворотом топки в сторону наружной стены (см. рис. 15.11) не имеют недостатков, присущих пылеугольным котлам, а перечисленные выше пре-

имущества сохраняются. Особое предпочтение отдается варианту с разворотом топки наружу при газомазутных моноблоках со сравнительно свободной компоновкой котлов.

В соответствии с правилами взрывобезопасности, существовавшими ранее, бункерные отделения размещались у наружной стены (рис. 15.12). При таком их расположении уменьшается длина трубопроводов между котлом и турбиной, но зато газопроводы проходят через бункерное отделение, насыщенное пылеприготовительным оборудованием и имеющее, как правило, и без того стесненную компоновку.

При вынесенных воздухоподогревателях, получивших широкое распространение, через наружное бункерное отделение проходят и воздухопроводы, что еще больше усугубляет недостаток таких компоновок.

Тем не менее в компоновке блока 800 МВт на канско-ачинском буром угле (см. рис. 15.5) имеется наружное бункерное отделение между осями Д и Е. В данном случае

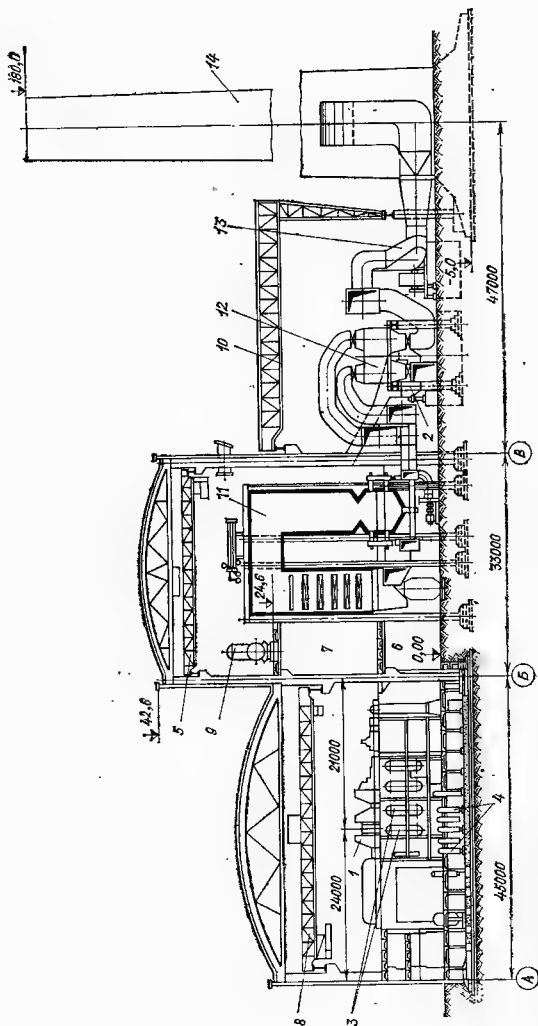


Рис. 15.11. Компоновка главного корпуса с разворотом толка газомазутного котла к наружной стене (поперечный разрез):

1 — турбина К-300-240; 2 — дутьевой вентилятор; 3 — ПНД; 4 — конденсатные и стальные насосы; 5 — мостовой кран котельного отделения грузоподъемностью 125 т; 6 — мостовой кран машинного зала грузоподъемностью 125 т; 7 — блокный шат управления; 8 — мостовой кран машинного зала грузоподъемностью 125 т; 9 — деаэрактор; 10 — край дымоходного отделения грузоподъемностью 30 т; 11 — котел; 12 — регенеративные воздухоподогреватели; 13 — дымоход; 14 — дымоходная труба

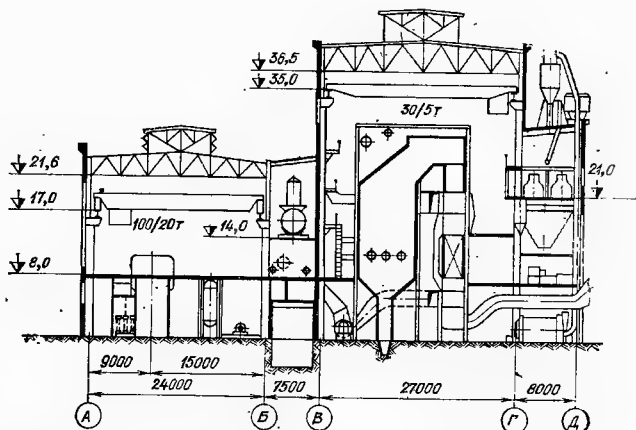


Рис. 15.12. Компоновка главного корпуса с наружной бункерной этажеркой (поперечный разрез)

такое решение является вынужденным, так как внутреннее бункерио-деаэрационное отделение между осями *Б* и *В* недостаточно для размещения бункеров, вмещающих нормированный запас низкокалорийного бурого угля.

При компоновке бункерного отделения особое внимание уделяется мероприятиям, обеспечивающим беспрепятственное движение топлива в бункерах и течках. Бункера должны иметь вертикальные гладкие стенки со скругленными углами. Стенки устья бункера, течи сырого угля и возврата пыли должны составлять с горизонтом угол не менее 55° . Пылепроводы не должны иметь нисходящеподъемных участков («мешков»), в которых возможно отложение пыли.

Для пылесистем с ПШБМ должна предусматриваться механизация загрузки, выгрузки и сортировки шаров; двигатели мельниц Ш-50 и Ш-70 должны размещаться в зоне обслуживания мостовыми кранами из-за их большой массы. Около молотковых мельниц предусматривается место для выемки ротора.

196

На современных ТЭС все оборудование газовоздушного тракта или значительная его часть (воздухонагреватели, дымососы, вентиляторы, золоуловители) размещается вне главного корпуса, на так называемой открытой площадке (см. рис. 15.3). Только в суровых климатических условиях при средней температуре за самую холодную пятидневку ниже -30°C тягодутьевые машины и воздухонагреватели устанавливаются в здании.

Экономичность работы тягодутьевых машин во многом зависит от тщательности выполнения примыкающих участков газохода. На рис. 15.13 показана конструкция всасывающего кармана, обеспечивающая плавный вход газа в каналы рабочих лопаток. На выходе из тягодутьевых машин предусматривается установка диффузоров для преобразования скоростного напора потока в статический. Для плоских диффузоров (две стенки параллельны) угол раскрытия должен быть не более 20° , а для пирамидальных — не более 10° . При выполнении раздающих и собирающих кол-

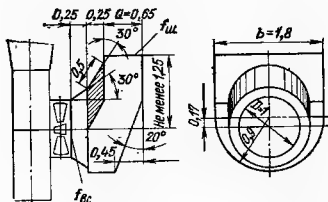


Рис. 15.13. Конструкция всасывающего кармана (размеры указаны в долях наружного диаметра рабочего колеса)

дукторов необходимо не только стремиться к снижению их гидравлического сопротивления, но и добиваться равномерной раздачи и сбора газа по параллельным потокам. Пример выполнения раздающего коллектора показан на рис. 15.14.

Для очистки дымовых газов от золы на современных ТЭС устанавливают электрофилтры. Степень улавливания золы в электрофилт-

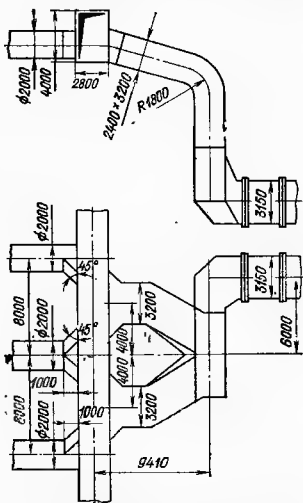


Рис. 15.14. Коллектор с подводящими и отводящими газопроводами между электрофилтрами и дымососами

рах составляет 98—99%. Даже при столь высокой степени очистки выброс золы из труб крупных ТЭС составляет несколько десятков тонн в сутки. В дымовых газах содержатся также биологически вредные газовые примеси: сернистый ангидрид SO_2 и оксид азота NO .

Санитарными нормами установлена разовая предельно допустимая концентрация (ПДК) вредных выбросов в воздухе на уровне дыхания: золы— $ПДК_A=0,5 \text{ мг/м}^3$, сернистого ангидрида — $ПДK_{SO_2}=0,5 \text{ мг/м}^3$ и оксидов азота — $ПДK_{NO}=0,085 \text{ мг/м}^3$. Чтобы снизить концентрацию выбросов на уровне дыхания до ПДК, сооружают высокие дымовые трубы, рассеивающие выбросы на большую площадь. Необходимая для этого высота трубы в метрах определяется соотношением

$$H = \sqrt{\frac{M_{\text{пр}}}{1 - c_{\text{пр}}} A F m \sqrt[3]{\frac{N}{V(t_{\text{yx}} - t_{\text{в}})}}},$$

где N — количество дымовых труб на ТЭС; V — выброс дымовых газов через все трубы, $\text{м}^3/\text{с}$; t_{yx} , $t_{\text{в}}$ — температура уходящих газов и средняя температура наружного воздуха за самый жаркий месяц, $^{\circ}\text{C}$; $M_{\text{пр}}$ — приведенная масса вредных выбросов:

для газовых

$$M_{\text{пр}} = M_{SO_2} / ПДK_{SO_2} + M_{NO} / ПДK_{NO};$$

для золы

$$M_{\text{пр}} = M_A / ПДK_A;$$

M_{SO_2} , M_{NO} , M_A — выбросы SO_2 , NO

и золы из труб ТЭС, г/с ; A — коэффициент, определяемый атмосферными условиями, в зависимости от района расположения ТЭС, $A = 120 \div 200 \text{ К}^{1/3} \cdot \text{мг/г}$; F — коэффициент, учитывающий скорость осаждения выбросов, для газов $F=1$, для золы $F=2$; m — коэффициент, учитывающий скорость выхода газов из устья трубы:

Скорость газа, м/с . . . 10—15 20—25 30—85
Коэффициент m 1 0,9 0,8

$c_{\text{пр}}^{\Phi}$ — приведенная концентрация вредных соединений от других источников:

для газов

$$c_{\text{пр}}^{\Phi} = c_{\text{SO}_2} / \text{ПДК}_{\text{SO}_2} + c_{\text{NO}} / \text{ПДК}_{\text{NO}};$$

для золы

$$c_{\text{пр}}^{\Phi} = c_A / \text{ПДК}.$$

c_{SO_2} , c_{NO} , c_A — концентрация вредных примесей в воздухе на уровне дыма от других источников (фон), мг/м³.

На ТЭС применяются трубы высотой 120, 150, 180, 250, 320 и 360 м. Диаметр устья дымовой трубы определяется технико-экономическим расчетом. Чем меньше диаметр трубы, тем она дешевле, но больше скорость газов и гидравлические потери. Для высоких дымовых труб скорость газов в устье принимает-ся равной 30—40 м/с.

15.3. Компоновки машинного и деаэрационного отделений

В машинном зале ГРЭС устанавливаются турбины с вспомогательным оборудованием, питательные насосы, а на ТЭЦ — еще и оборудование теплофикационной установки и очень часто циркуляционные насосы. В компоновках с объединенным бункерно-деаэрационным отделением у фасадной стены машинного отделения обычно располагают РУСР 6 кВ. Если же имеется самостоятельное деаэрационное отделение (ТЭЦ, неблочные ГРЭС, блочные газомазутные ГРЭС), то РУСР 6 кВ располагают в деаэрационном отделении. Размеры машинного отделения ТЭЦ на 1 кВт мощности в 1,5—2 раза больше, чем на ГРЭС, как из-за наличия теплофикационной установки, так и из-за больших размеров вспомогательного оборудования, что обусловлено большим, чем на ГРЭС, удельным расходом пара.

При продольном расположении турбин пролет машинного зала определяется не столько шириной

фундамента турбины, сколько размещением вспомогательного оборудования при минимальной протяженности трубопроводов между ним и турбиной. При поперечной компоновке минимальный пролет определяется длиной фундамента турбины с учетом габаритных размеров выема ротора генератора.

Преимуществом поперечной компоновки в сравнении с продольной является более простой подвод пара к турбине, что особенно важно для блоков, имеющих промежуточный перегрев, а недостатком — удлинение циркуляционных водоводов.

При продольной компоновке между стеной ряда А и конденсатором выполняется местное заглубление — *циркуляционный приямок*. В нем прокладываются циркуляционные водоводы, устанавливаются конденсатные и циркуляционные насосы (если нет береговой насосной). Для прокладки других трубопроводов, тянущихся к полу, предусматриваются каналы, а для кабеля — туннели. Такая конструкция машинного зала называется *бесподвальной*.

При поперечной компоновке в машинном отделении для тех же целей предусматривается подвал. Отчасти это обусловлено большей длиной циркуляционных водоводов, вследствие чего приямок для них занимал бы около 30% площади пола машинного отделения против 10% при продольном расположении, отчасти это связано с тем, что поперечно компоновку крупные турбины со сложной системой трубопроводов и для их прокладки подвал предпочтительнее каналов несмотря на более высокую стоимость подвальной конструкции. Высота подвала определяется диаметром циркуляционных водоводов с учетом диаметра труб, пересекающих водовод, и составляет 2,5—3,5 м. Подвал не должен заглубляться ниже отметки заложения фундаментов, а чтобы он имел необходимую высоту, верхнее перекрытие подвала (пол машинного от-

деления) поднимают над уровнем земли.

Помещение между оперативной отметкой обслуживания турбины и полом машинного отделения называется конденсационным. Его высота должна быть не менее

$$H_k = H_{ур} + H_{вс} + H_{пот} + H_{нас},$$

где $H_{ур}$ — расстояние по вертикали от уровня воды в конденсаторборнике до оперативной отметки, зависящее от размеров конденсатора и соединительного патрубка между турбиной и конденсатором, м; $H_{вс}$ — требуемый подпор на всасе конденсационного насоса, м; $H_{пот}$ — гидравлические потери во всасывающем конденсаторпроводе, м; $H_{нас}$ — высота над уровнем пола всасывающего патрубка вертикального конденсационного насоса или оси горизонтального насоса, м; если насос заглублен по отношению к полу, то $H_{нас}$ берется со знаком минус.

Высота машинного отделения выбирается так, чтобы обеспечивалась возможность транспортирования статора генератора мостовым крапом.

Отметка установки деаэраторов определяется необходимым подпором на всасе питательного насоса и, вычисляется следующим образом: $H_d = H_{нас} + H_{под} + H_{пот}$, где H_d , $H_{нас}$ — отметка установки деаэратора и оси питательного насоса, м; $H_{под}$, $H_{пот}$ — необходимый подпор на всасе насоса и гидравлические потери во всасывающем трубопроводе, м.

В деаэраторном отделении всех газомазутных и неблочных пылеугольных ТЭС размещаются также трубопроводы с узлами арматуры, РОУ и БРОУ, щиты управления и распределительное устройство собственного расхода (РУСР), а в объединенном бункерно-деаэраторном отделении пылеугольных блоков — еще и оборудование и бункера системы пылеприготовления. Но во втором случае РУСР выносится в машинный зал к стене ряда А (см. рис. 15.3).

Возможность расположения РУСР в деаэраторном отделении газомазутных блочных ГРЭС упрощает компоновку машинного отделения в сравнении с пылеугольными блочными ГРЭС. Это обстоятельство, в частности, позволило разработать компоновку газомазутного блока 300 МВт в ячейке длиной 36 м против 48 м для пылеугольного блока.

15.4. Компоновки главного корпуса АЭС

В главном корпусе АЭС (рис. 15.15, 15.16), как и на ГРЭС, размещаются парогенерирующее оборудование (в данном случае — реакторы и парогенераторы) и турбоагрегаты со вспомогательным оборудованием, РУСР, щиты управления и некоторые другие элементы, а также специфические для АЭС узлы, как, например, специальная вентиляция, узел перегрузки и хранения ядерного горючего. Основными отделениями АЭС являются реакторное и машинное отделения. По санитарно-гигиеническим признакам в главном корпусе различают зоны свободного и строгого режимов.

В зоне свободного режима радиационное воздействие на персонал исключено. К этой зоне относятся машинное отделение и другие помещения для оборудования второго контура. На всех типах АЭС щиты управления и контроля, а также другие помещения, предназначенные для постоянного пребывания персонала, относятся, как правило, к зоне свободного режима. В помещениях зоны строгого режима возможно загрязнение радиоактивными веществами воздуха, поверхностей оборудования или ограждающих конструкций. Реакторное отделение, другие помещения, где находится оборудование первого контура, относятся к зоне строгого режима. При работающем реакторе в помещениях зоны строгого режима либо персонал не допускается (необслуживание)

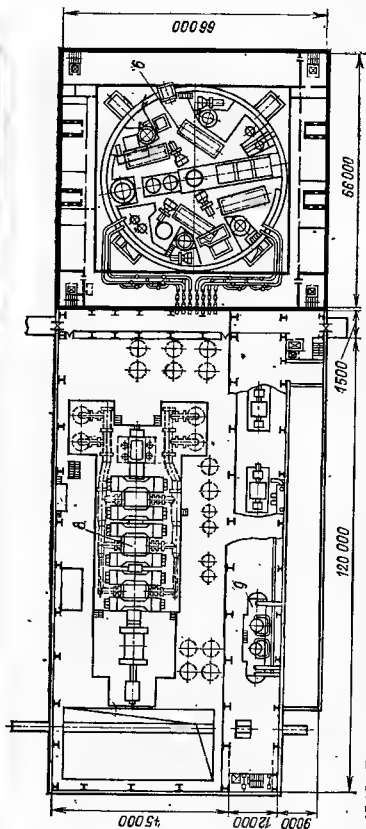
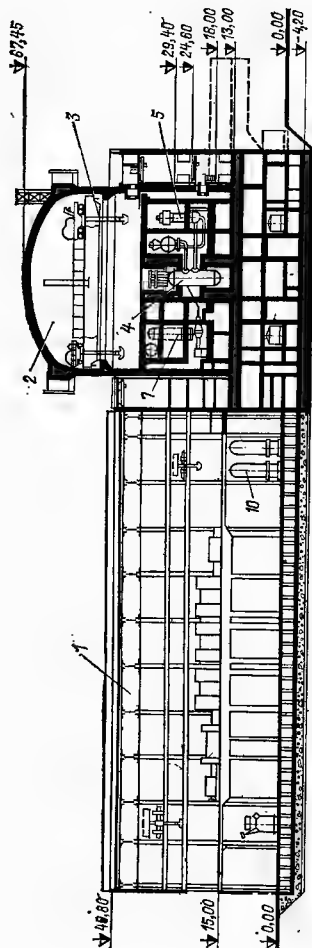


Рис. 15.15. Главный корпус двухконтурной АЭС с реактором ВВЭР-1000.

1, 2 — машинное и реакторное отделения; 3 — мостовой кран; 4 — реактор; 5 — главный циркуляционный насос; 6 — парогенератор; 7 — гидромкость; 8 — турбина К1000-60-2/1500; 9 — деаэрактор; 10 — ПВД

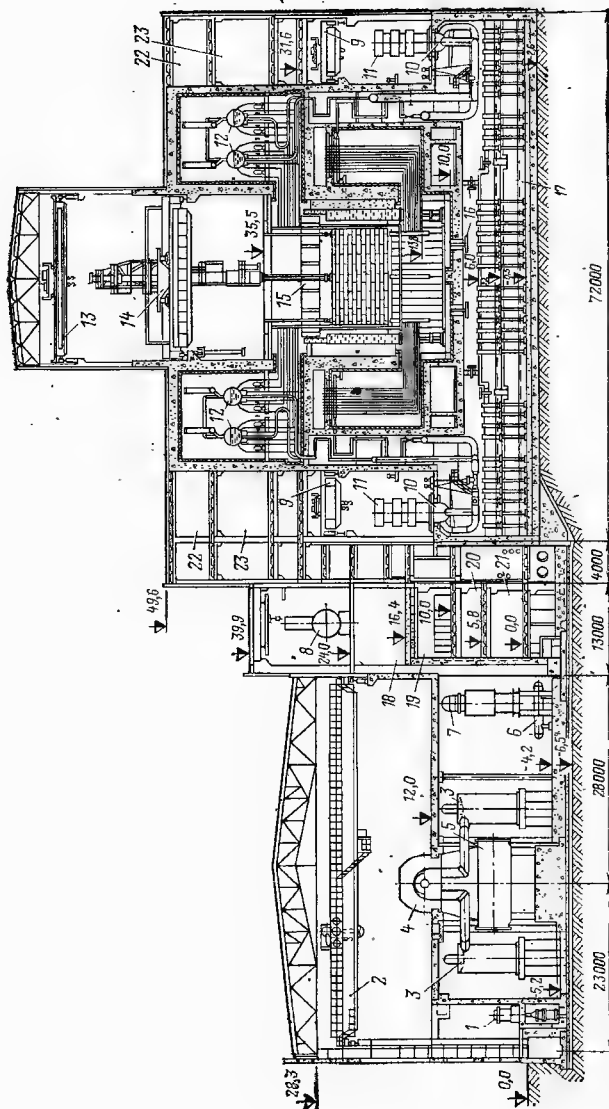


Рис. 15.16. Главный корпус одноконтурной АЭС с реактором РБМК-1000 (поперечный разрез):

1 — конденсатный насос первого подъема; 2 — мостовой кран грузоподъемностью 125/50 т; 3 — сепаратор-пароперегреватель; 4 — турбина К-500-65/3000 (2 турбины на блок); 6 — конденсатор; 6 — дооснаждение; 7 — ПНД; 8 — деаэрактор; 9 — мостовой кран грузоподъемностью 50/10 т; 10 — главный циркуляционный насос (ГЦН); 11 — электрогенератор ГЦН; 12 — барабан-сепаратор; 13 — мостовой кран грузоподъемностью 50/10 т; 14 — разгрузочно-загрузочная машина; 16 — реактор; 18 — машина аварийной защиты; 17 — бассейн-барботер; 19 — трубопроводный коридор; 20 — подпиточное помещение; 21 — помещение вытяжной и приточной вентиляционных установок

живаемые помещения), либо допуск персонала ограничен. Чтобы исключить распространение радиоактивных газов и аэрозолей из помещений строгого режима, в них при нормальной эксплуатации поддерживается разрежение. Реакторные отделения одноконтурных АЭС, помещения парогенераторов и главных циркуляционных насосов двухконтурных АЭС с ВВЭР и ряд других помещений выполняют герметичными. Благодаря этому практически исключается распространение радиоактивности в аварийных ситуациях, связанных, например, с выбросом в помещение радиоактивного пара.

Помещения с разной степенью радиационной опасности отделены друг от друга строительными конструкциями (обычно из бетона), а при необходимости предусматривается специальная биологическая защита.

На АЭС, как и на ТЭС, стремятся уменьшить протяженность коммуникации между оборудованием. Поэтому, например, парогенераторы и главные циркуляционные насосы приближены к реактору (см. рис. 15.15), а сепараторы-пароперегреватели — к турбине (см. рис. 15.16).

ВОПРОСЫ К ПЯТНАДЦАТОЙ ГЛАВЕ

1. Перечислите основные компоновочные решения по количеству отделений и их расположению.
2. В чем достоинства и недостатки наружных бункерных отделений?
3. Сопоставьте продольное и поперечное расположения турбин разных типов.
4. Возможно ли строительство пылеугольной электростанции в районе с концентрацией SO_2 в воздухе $0,2 \text{ мг/м}^3$ и $0,5 \text{ мг/м}^3$?
5. Укажите оборудование машинного отделения, работа которого связана со взрыво- и пожароопасными веществами.
6. Почему помещение главных циркуляционных насосов АЭС относится к зоне строгого режима?

Глава шестнадцатая

Место строительства, мощность ТЭС и ее агрегатов

16.1. Место строительства и мощность электростанции

Электростанции, как правило, размещают либо вблизи потребителей электроэнергии, либо в местах добычи топлива. Выбор того или иного варианта производится сравнением затрат на перевозку топлива, главным образом, по железным дорогам с затратами на сооружение и эксплуатацию линии электропередачи.

Высококалорийное топливо ($Q_{\text{нр}} = 25\,000 \div 35\,000 \text{ кДж/кг}$), как правило, выгоднее перевозить по железным дорогам.

Низкокалорийное топливо ($Q_{\text{нр}} = 12\,000 \div 15\,000 \text{ кДж/кг}$) стремятся использовать непосредственно на месте добычи, а вырабатываемую электроэнергию передавать по линиям высокого напряжения.

Мощность электростанций, работающих на привозном топливе, определяется электропотреблением

района, который она обслуживает. Чем больше этот район, тем больше мощность электростанции и тем меньше удельные капиталовложения в ТЭС (см. гл. 8), следовательно, удельные приведенные затраты на отпускаемую со станции электроэнергию z снижаются. Но с увеличением района обслуживания возрастает протяженность ЛЭП, увеличивается их стоимость и растут потери, т. е. удельные приведенные затраты на передачу электроэнергии z' (рис. 16.1) увеличиваются. Суммарные удельные затраты у потребителя $z_{\text{пот}} = z + z'$ при некоторой мощности ГРЭС $N = N_{\text{опт}}$ достигают минимума. Определенная таким образом мощность ТЭС является экономически наиболее выгодной (оптимальной).

Для электростанций, работающих на привозном топливе, район обслуживания, соответствующий $N_{\text{опт}}$, охватывает территорию в радиусе

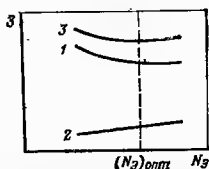


Рис. 16.1. К выбору мощности ТЭС:

1 — расчетные затраты на производство электроэнергии; 2 — расчетные затраты на передачу электроэнергии; 3 — суммарные расчетные затраты

до 200—300 км от ТЭС. При этом ТЭС стремятся располагать в центре нагрузок.

Очевидно, что чем выше плотность населения в районе обслуживания и чем больше в нем промышленных предприятий, особенно энергоемких, тем больше оптимальная мощность ТЭС. Для малонаселенных районов $N_{\text{опт}} = 200 \div 400$ МВт, а для таких густонаселенных и промышленно развитых районов, как, например, Московская область или Донбасс, оптимальная мощность достигает 2400 МВт и даже больше.

Если топливо экономически невыгодно перевозить по железным дорогам и ТЭС сооружается вблизи месторождений, то ее мощность увязывается с производительностью топливобывающего предприятия. Здесь наличие электропотребителя вблизи станций не имеет решающего значения, так как вырабатываемая ими электроэнергия предназначается для покрытия дефицита энергии в других районах. Оптимальная мощность таких ТЭС выше, чем ТЭС на привозном топливе, и может достигать до 6000 МВт, если позволяют топливные ресурсы. Это обусловлено тем, что рост мощности ТЭС, сооружаемых на месторождении топлива, не вызывает удлинения ЛЭП к потребителям.

Увеличение мощности ТЭС имеет и отрицательные стороны.

1. Чем больше мощность электростанции, тем труднее выбрать место для ее строительства по условиям водоснабжения, свободной террито-

рии и другим природным условиям, а также по условиям загрязнения атмосферы. Это обстоятельство, как правило, является лимитирующим для ТЭС, сооружаемых в промышленно развитых районах страны.

2. С ростом мощности ТЭС увеличивается замораживание средств (см. гл. 8).

3. Структура управления очень мощных ТЭС становится многоступенчатой и, следовательно, малооперативной, что также учитывается при определении мощности ТЭС.

Мощность ТЭЦ определяется тепловыми нагрузками. Выработка электроэнергии на пропуске пара в конденсатор должна быть минимальной.

Теплоэлектроцентрали должны сооружаться в непосредственной близости от потребителей теплоты, особенно тех, которые получают пар (до 4—6 км). Теплоснабжение бытовых потребителей (отопление, горячее водоснабжение) может производиться на большие расстояния — до 10—15 км. Разрабатываются системы дальнего теплоснабжения (20—30 км и более).

16.2. Количество и мощность блоков

Минимальное число турбин, устанавливаемых на электростанции, определяется следующими соображениями. Как указывалось, с возрастанием единичной мощности агрегатов снижаются удельные капиталовложения в блочное оборудование. Но одновременно усложняется и удорожается ряд элементов, связанных с обслуживанием более мощных и сложных блоков. Если общее количество установленных блоков мало, то выигрыш от повышения единичной мощности блочного оборудования недостаточен, чтобы перекрыть удорожание общестанционных объектов. Поэтому мощность блоков выбирают такой, чтобы при заданной мощности ТЭС N их количество было, как

правило, не менее четырех. Следовательно, мощность одного блока определяется из условия

$$N_{\Gamma} \leq N/4.$$

Так, при $N=1200$ МВт возможна установка блоков 200 МВт в количестве $n=6$ или 150 МВт ($n=8$). Поскольку при $n>4$ целесообразно укрупнять блоки, вариант 6×200 МВт предпочтительнее. Возможна также установка блоков по 300 МВт ($n=4$), но они изготавливаются на сверхкритическое давление, а 200 МВт — на докритическое, и выбор усложняется, поскольку должна учитываться разница в стоимостях и в тепловой экономичности, связанная с различием параметров пара.

В табл. 16.1 приведены характерные мощности блоков для электростанций различной мощности. Как и следует из изложенного, чем больше мощность ТЭС, тем более крупные блоки на ней устанавливаются.

Если на сооружаемой ТЭС устанавливаются блоки мощностью N_{Γ} , а до этого наиболее крупные блоки в энергосистеме имели мощность $N_{\Gamma 0}$, т. е. $N_{\Gamma} > N_{\Gamma 0}$, то для надежности электроснабжения необходимо увеличивать и резерв в энергосистеме $N_{\text{рез}}$. В противном случае аварийный останов крупного блока может нарушить электроснабжение. Чем выше мощность блоков, тем больше требуется труб для поверхностей нагрева, паропроводов и водоводов; возрастает масса поковок и отливок, увеличива-

ется количество сварных стыков, арматуры и некоторых аппаратов и механизмов. Все это повышает статистическую вероятность аварии крупных блоков. В то же время аварийная остановка крупного блока требует включения в работу больших резервных мощностей. Поэтому повышение надежности энергетического оборудования является неперенным условием увеличения единичной мощности агрегатов. В противном случае необходимо иметь в энергосистеме увеличенный резерв энергетических мощностей, стоимость которых может перекрыть экономию от укрупнения агрегатов.

Единичная мощность агрегатов ТЭС прежде всего определяется надежностью теплоснабжения. Поскольку пар может выдаваться не только из отборов турбин, но и через РОУ, надежность теплоснабжения определяется надежностью котлов. На ТЭС обычно устанавливают не менее 4—6 котлов. В этом случае останов одного из них не столь существенно влияет на отпуск теплоты в сравнении с меньшим числом котлов и можно обходиться без резервного котла. На отопительных ТЭЦ общее количество котлов с учетом водогрейных превышает 8—10 и установка резервного котла практически не требуется.

16.3. Требования к площадке строительства ТЭС

Важнейшими требованиями к месту строительства ТЭС являются: изотопляемость выбранного участка, достаточная прочность грунта (допустимая нагрузка не менее 0,15 МПа), отсутствие карстовых явлений и оползней, отсутствие химически агрессивных подземных вод.

Возможная мощность сооружаемой ТЭС зависит в основном от дебита источника водоснабжения, используемого для восполнения потерь технической воды, которые

Таблица 16.1. Единичные мощности блоков, устанавливаемых на ГРЭС

Мощность ГРЭС, МВт	Характерная единичная мощность блоков, МВт
300—500	100
600—900	150
800—1600	200
1200—2400	300
2000—4000	500
3200—6400	800
4800 и более	1200

составляют около $1 \text{ м}^3/\text{с}$ на каждые 1000 МВт; наличия территории для размещения всех объектов, включая пруд-охладитель; допустимых выбросов в атмосферу золы, SO_2 , окислов азота и т. п. с учетом фона от существующих промышленных предприятий и транспорта.

Важнейшими экономическими факторами, определяющими целесообразность использования площадки, являются следующие:

1) расположение по отношению к энергопотребителю — для ТЭС на привозном топливе — или к месту добычи топлива — для ТЭС, сооружаемых на месторождениях;

2) расстояние до источника водоснабжения;

3) расстояние от ТЭС до железнодорожных путей МПС (этим определяется длина железнодорожной ветки до электростанции, для ГРЭС 1200—2400 МВт $l=10\div 15 \text{ км}$);

4) механические свойства грунтов. Желательно, чтобы допустимая нагрузка на грунт составляла 0,2—0,25 МПа;

5) уровень грунтовых вод. При высоком уровне грунтовых вод (менее 3,5—4 м от поверхности) существенно усложняется сооружение подвала машинного зала и помещения вагоноопрокидывателя;

6) рельеф местности. Желательно, чтобы уклон был 0,5—1 %, и в то же время вблизи площадки имелись низменные места, удобные для затопления под пруд-охладитель (большие овраги, пойма реки);

7) стоимость сносных сооружений и размер участка, отчуждаемого под территорию ТЭС, но пригодного для сельскохозяйственного производства, должны быть минимальными.

Последний фактор особенно важен, так как земли, пригодные для сельскохозяйственного производства, являются ценнейшим общенародным достоянием, к которому следует относиться особенно бережно.

На современных ТЭС сооружаются дымовые трубы высотой от 180—250 до 360 м, чтобы увеличить рас-

сеивание вредных выбросов в атмосфере. Такие трубы могут явиться помехой авиатранспорту при близком расположении аэродрома. Это обстоятельство следует учитывать при оценке качества площадки, поскольку в некоторых случаях приходится переносить аэродром, что весьма дорого.

Для строительства ТЭС обычно рассматривают несколько возможных площадок и на основе технико-экономических сопоставлений выбирают одну из них.

16.4. Размещение сооружений на площадке электростанции

Чертеж, на котором нанесено положение в плане и габариты сооружений промышленной площадки, а также показаны основные коммуникации, называется генеральным планом (генпланом).

На рис. 16.2 показан генплан конденсационной электростанции. Главный корпус ориентирован машинным залом в сторону пруда-охладителя и приближен к нему, насколько это позволяют повысительные трансформаторы, сбросной канал и насосная. Такое взаимное расположение этих объектов обеспечивает кратчайшие трассы циркуляционных водоводов. Расположение трансформаторов вблизи машинного зала диктуется стремлением сократить длину токопроводов от генератора. Непосредственно у фасадной стены котельной расположены регенеративные воздухоподогреватели и вентиляторы, благодаря чему воздухопроводы получаются короткими. Затем располагается оборудование тракта дымовых газов: электрофильтры, дымососы, дымовые трубы.

Со стороны постоянного торца расположен объединенный вспомогательный корпус (ОВК), в котором размещены административные и бытовые помещения, лаборатории, механические мастерские, химводоочистка, склады, электролиния, углекислотная рампа. ОВК соединен с главным корпусом переходной га-

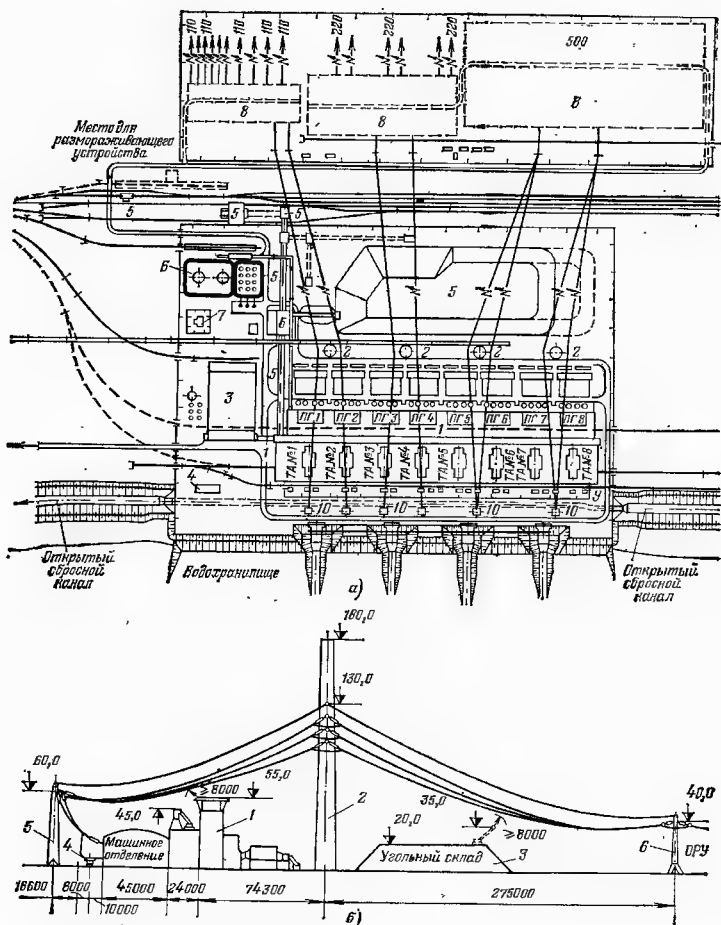


Рис. 16.2. Генплан ГРЭС-2400 с ОРУ за складом топлива:

а — генеральный план: 1 — главный корпус; 2 — дымовые трубы; 3 — вспомогательный корпус; 4 — водородные ресиверы; 5 — топливное хозяйство; 6 — мазутное и масляное хозяйство; 7 — ацетиленокислородная; 8 — открытое распределительное устройство (ОРУ); 9 — главные трансформаторы; 10 — береговая насосная станция; б — переброска ВЛ через главный корпус: 1 — главный корпус; 2 — дымовые трубы; 3 — угольный склад; 4 — главные трансформаторы; 5, 6 — опоры

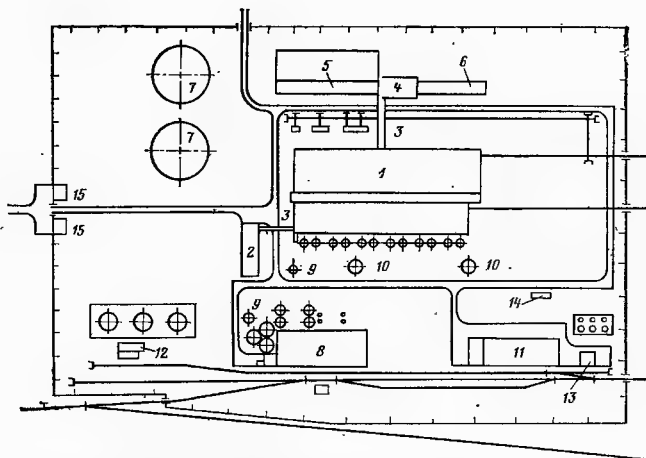


Рис. 16.4. Генеральный план газомазутной ТЭЦ:

1 — главный корпус; 2 — служебный корпус; 3 — переходной мостик; 4 — главный щит управления; 5, 6 — закрытое распределительное устройство 110 и 15 кВ; 7 — градирня; 8 — химводоочистка; 9 — бак конденсата; 10 — дымовая труба; 11 — объединенный вспомогательный корпус; 12 — мазутное хозяйство; 13 — масляное хозяйство; 14 — резервы водороза; 15 — проходная

противопожарным нормам на газомазутных станциях склад мазута сооружается в отрыве от остальных сооружений на специально выделенной и огороженной территории.

На рис. 16.4 показан генплан ТЭЦ с градирнями. Градирни должны располагаться отдаленно от остальных сооружений и особенно ОРУ так, чтобы господствующий ветер сносил паровое облако над градирнями в противоположную от сооружений сторону. На ТЭЦ для экономии территории распределительное

устройство или часть его размещают в закрытом помещении (ЗРУ), благодаря чему уменьшается площадь распределительного устройства.

ВОПРОСЫ К ШЕСТНАДЦАТОЙ ГЛАВЕ

1. Какие факторы влияют на выбор мощности ГРЭС?
2. Какие факторы определяют единичную мощность агрегатов?
3. Перечислите основные требования к площадке строительства ТЭС.
4. Почему вспомогательные объекты сооружаются со стороны постоянного торца главного корпуса?

Глава семнадцатая

Строительство тепловых электростанций

17.1. Организационные основы строительства ТЭС

Техническая документация на строительство электростанций включает обосновывающие материалы (ОМ), проект и рабочую документацию. В ОМ определяется место

строительства электростанции, состав основного оборудования, разрабатываются принципиальные схемы, принимаются основополагающие решения по генеральному плану, компоновке главного корпуса и другим наиболее важным вопросам. Затем в проекте эти решения уточняются

и детализируются, составляется сметно-финансовый расчет. В нем определяется общая стоимость сооружения электростанции и в том числе затраты, руб., на строительные и монтажные работы.

В состав проекта входит проект организации строительства, в котором определяются:

общие принципы строительства и монтажа;

последовательность и продолжительность работ;

состав и технические характеристики производственной базы строительного-монтажных организаций (мастерских, складов, укрупнительных площадок, бетонно-растворных узлов, энерго- и водоснабжения);

характеристики и количество строительного-монтажных механизмов (кранов, экскаваторов, автотракторного парка);

транспортное обеспечение (железные и автомобильные дороги для нужд строительства и монтажа).

После утверждения проекта выполняется рабочая документация, по которой ведется строительство и монтаж.

Непосредственное выполнение работ производится по проекту производства работ. Этот проект включает: календарный график работ по каждому объекту в отдельности; потребность в рабочей силе и строительного-монтажных механизмах на каждом объекте; технологические карты монтажа и строительства для наиболее сложных объектов. Технологические карты содержат указания по последовательности работ, изготовлению элементов, укрупнению деталей в блоки, расстановке рабочей силы и механизмов; мероприятия по технике безопасности.

Сооружение ТЭС производится генеральной подрядной строительной-монтажной организацией с привлечением специализированных субподрядных организаций, которые обычно выполняют земляные и дорожные работы, подземные коммуникации; монтаж тепломеханического оборудования и КИП; электро-

монтажные работы; монтаж конструкций из сборного железобетона и металла; жилищное строительство и другие виды специальных работ.

Генеральный подрядчик выполняет общестроительные работы и координирует работу субподрядчиков. Началу строительства ТЭС предшествует организационно-технический период, в течение которого формируется строительная-монтажная организация и создается дирекция строящейся ТЭС. В этот же период ведется строительство подъездных дорог от путей МПС и магистральных шоссе к месту строительства электростанции.

Строительство электростанции начинается с подготовительного периода. В этот период выполняется весь комплекс работ, связанных с подготовкой к сооружению производственных объектов ТЭС, а именно: подготовка территории (расчистка, планировка, создание опорной геодезической сети); сооружение дорог на площадке строительства; организация водо- и электроснабжения; сооружение объектов производственной базы строительного-монтажных организаций; строительство жилищно-бытовых объектов для строительного-монтажного персонала.

В последующий основной период выполняются работы, необходимые для пуска в нормальную эксплуатацию первого блока (турбины). В третьем, завершающем, периоде сооружаются и сдаются в эксплуатацию второй и последующие блоки.

17.2. Продолжительность строительства ТЭС

Чем мощней строительная-монтажная база, тем больший объем работ необходим для ее создания в подготовительный период. Однако темпы разворота работ в подготовительный период лимитированы возможностями расселения первых партий строителей, первоначальной узостью фронта работ и ограниченностью производственной базы. Поэтому с увеличением мощности

строительно-монтажной базы возрастает длительность подготовительного периода и начало основных работ сдвигается на более поздние сроки. Вместе с тем создание мощной строительно-монтажной базы позволяет сократить сроки возведения объектов основного производственного назначения. Вследствие конкуренции этих факторов существует некоторое наиболее выгодное соотношение между объемом подготовительного периода, с одной стороны, и объемом работ основного и заключительного периодов, с другой, при котором общая продолжительность строительства ТЭС будет минимальной. При выборе мощности строительно-монтажной базы должны учитываться экономические факторы. Чем больше мощность строительно-монтажной базы, тем выше ее стоимость. Но поскольку при этом уменьшается срок строительства основных объектов ТЭС, то уменьшается замораживание средств (см. § 8,5).

Экономически оптимальным является вариант с минимальными приведенными капиталовложениями, учитывающими оба эти фактора. В связи с большой важностью вопросов, связанных с определением сроков строительства, разработаны и действуют нормативы, определяющие длительность, мес, сооружения электростанций различных типов:

Подготовительный период	5—7
Основной период	20—22
Интервал времени между пуском двух последующих блоков	5—6

Количество строительно-монтажного персонала, необходимого для

выполнения некоторого объема работ Q за время t , мес, определяется:

$$n = Q / ts, \quad (17.1)$$

где s — месячная производительность труда.

Объем работ может выражаться, например, в тоннах смонтированных металлоконструкций, кубических метрах уложенного бетона. Соответственно производительность труда выражается в т/(чел.-мес) или м³/(чел.-мес). Можно воспользоваться и другим соотношением

$$n = C / tc, \quad (17.2)$$

где C — объем строительных или монтажных работ в денежном выражении, руб., определяемый по смете; c — средняя месячная выработка на одного строительного рабочего или монтажника. Соотношением (17.2) пользуются при планировании строительно-монтажных работ.

17.3 Временные сооружения и стройгенплан

Строительно-монтажная база создается на время строительства и поэтому состоит в основном из временных сооружений, демонтируемых после окончания работ.

Для размещения объектов строительно-монтажной базы используются сборно-разборные здания с металлическим каркасом и стеновым ограждением из ячеистого бетона (рис. 17.1). В таких зданиях располагаются тепломонтажные, электромонтажные, ремонтно-механические, изоляционно-обмуровочные мастерские. Для сборки блоков оборудования (в основном ко-

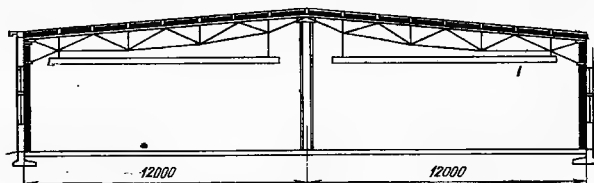


Рис. 17.1. Секция сборно-разборного здания временных сооружений

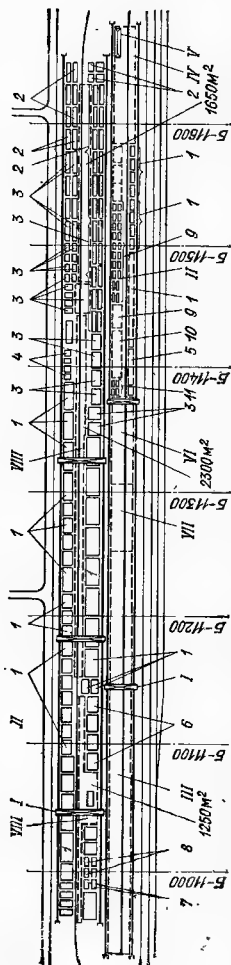


Рис. 17.2. Укрупнительно-сборочная площадка технологического оборудования, поставленного заводскими блоками
I — козловой кран; II—IV — площадки тепломеханического оборудования; V — тепло; VI — котлы; VII — котлы; VIII — котлы; 1 — котлы; 2 — котлы; 3 — котлы; 4 — котлы; 5 — котлы; 6 — котлы; 7 — котлы; 8 — котлы; 9 — котлы; 10 — котлы

тельного) и укрупнения строительных конструкций сооружаются укрупнительные площадки (рис. 17.2), обслуживаемые козловыми кранами. Для нужд монтажа широко используются передвижные устройства: ацетилено-генераторные установки (рис. 17.3), рамы кислорода и пропан-бутана для газосварки, котельные на железнодорожных платформах.

Склады оборудования и материалов разделяются на 4 группы. Для хранения приборов, инструментов, мелких деталей турбин предусматриваются утепленные склады. Арматура, электрооборудование, элементы проточной части турбин и другое оборудование, требующее тщательного хранения, размещаются в закрытом холодном складе. Для защиты от прямого воздействия осадков используются навесы. Под ними хранятся насосы, питатели и аналогичное оборудование в собранном виде. Громоздкое и тяжелое оборудование, не требующее защиты от осадков, хранится на открытых складах.

Размеры временных сооружений определяются объемом строительно-монтажных работ и зависят от мощности ТЭС и типа агрегатов. Чертеж с размещением временных сооружений, дорог монтажно-строительного назначения и других объектов производственной базы называется строительным генеральным планом (стройгенпланом, рис. 17.4). Строительный генеральный план должен быть компактным. Склады и навесы следует располагать вдоль железнодорожных путей. Главный корпус и укрупнительные площадки должны быть связаны железнодорожными путями. Основные грузопотоки не должны пересекаться.

17.4. Производство и планирование работ

При сооружении ТЭС широко используются сборные железобетонные конструкции (рис. 17.5) и ме-

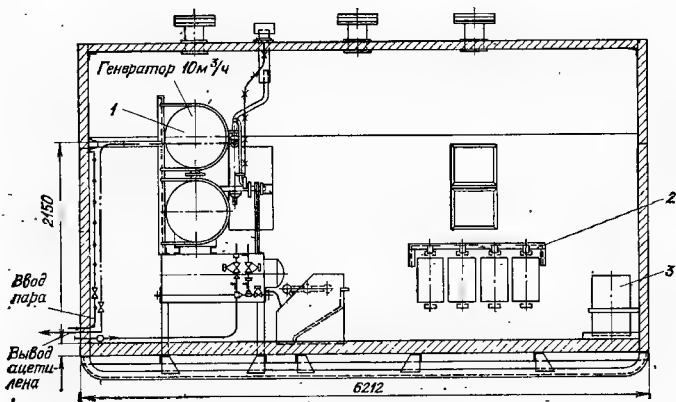


Рис. 17.3. Передвижная ацетилен-кислородная установка:

1 — генератор ацетилена, 2 — кронштейн для сушки разгрузочных ящиков; 3 — барабан с карбидом кальция

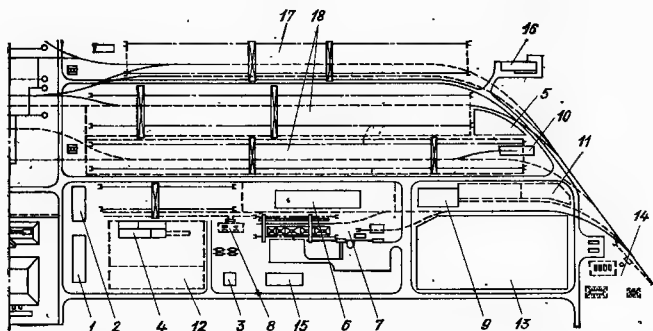


Рис. 17.4. Строительный генеральный план ТЭС:

1 — контора управления строительством; 2 — бытовой корпус, 3 — столовая; 4 — объединенное здание арматурной и механической мастерских и материального склада; 5 — открытая площадка; 6 — объединенное здание тепломонтажной и электромонтажной мастерских и склада оборудования; 7 — бетоно-растворное хозяйство; 8 — пусковая котельная; 9 — мастерская и склады обмуровки и теплоизоляции; 10 — утепленное помещение для сварочных работ; 11, 12 — здания и площадки специализированных строительно-монтажных организаций; 13 — автохозяйство; 14 — склад горюче-смазочных материалов; 15 — плотнично-опалубочная мастерская; 16 — кислородный завод; 17 — площадка строительных конструкций; 18 — укрупнительно-сборочная площадка оборудования

таллоконструкции заводского изготовления. Технологическое оборудование поступает на монтаж либо в собранном виде, либо узлами или блоками транспортабельных габирифов (рис. 17.6) и лишь в небольшом количестве — в виде отдельных

деталей («россыпью»). Благодаря этому значительная часть работ переносится из полевых условий строительства-монтажной площадки в стационарные заводские условия, что повышает производительность труда, улучшает качество исполне-

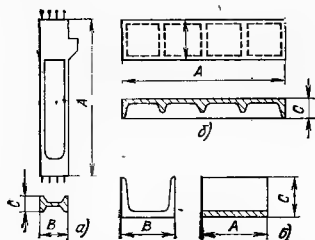


Рис. 17.5. Примеры элементов из сборного железобетона:

Элемент	Размеры, м			Масса, т
	A	B	C	
Колонны главного корпуса	5,4—14,5	1,5—2,4	0,6	12,3—39
Плиты межэтажного перекрытия	5,35—12	1,5—3	0,3—0,5	1,9—20,6
Секции каналов	3	0,65—1,7	0,7—1	0,5—0,3

A—B — двутавровые профили соответственно ребристый и швеллерный.

ния, уменьшает капиталовложения в строительномонтажную базу и сокращает сроки ввода мощностей. Блочная поставка оборудования, снижает затраты на монтаж на 30—35 % и сокращает его продолжительность в 2 раза. Элементы, поступающие на площадку строительства, непосредственно передаются на монтаж или предварительно укрупняются в монтажные блоки. Сборка на специализированных укрупнительных площадках более эффективна, чем монтаж из мелких узлов непосредственно на объекте: производительность труда повышается на 25—30 %.

На строительномонтажной площадке собираются в блоки и укрупняются: колонны и фермы, транспортируемые отдельными элементами из-за больших размеров; технологические и строительные металлоконструкции; стеновые панели (по 2—3 шт. в блоке); поставочные блоки и детали котла (рис. 17.7);

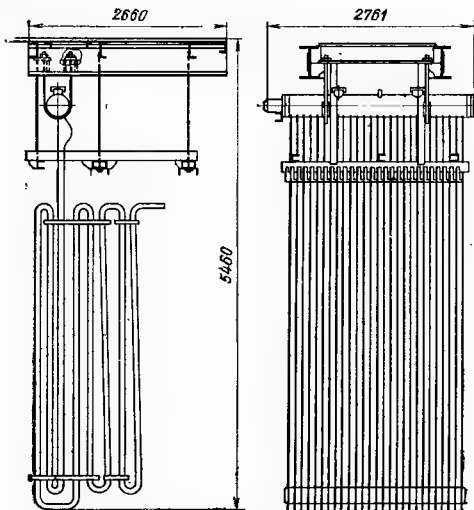


Рис. 17.6. Поставочный блок конвективного перегревателя

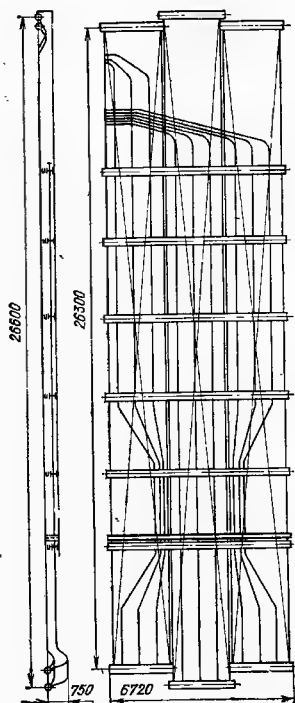


Рис. 17.7. Укрупненный блок экранов

котельно-вспомогательное оборудование (циклоны, сепараторы, пылегазовоздухопроводы, металлические бункера); насосы с рамами и двигателями; теплообменники; деаэраторы; конденсаторы турбин; узлы трубопроводов; тепловая изоляция и обмуровка.

Средствами механизации строительного-монтажных работ являются землеройные и транспортные машины, грузоподъемные механизмы и механизированный инструмент. Выемка грунта производится однокоровыми экскаваторами, а отвозка — автомашинами. При перемещении грунта на небольшие

расстояния используются скреперы. Зачистка котлованов и планировка территории производятся бульдозерами.

Значительная часть затрат связана с такелажными работами. Так, при использовании для подъема и перемещения грузов ручных лебедок объем такелажных работ составил бы более 50 % общего объема тепломонтажных работ. Подземные строительные конструкции монтируются либо козловыми кранами (рис. 17.8), либо гусеничными кранами. Для монтажа наземных строительных конструкций используются башенные и гусеничные краны (рис. 17.9).

Монтаж оборудования ведется как грузоподъемными механизмами, предназначенными в дальнейшем для эксплуатационных нужд (см. гл. 15), так и специальными монтажными кранами.

Наиболее трудоемким объектом при сооружении ТЭС является главный корпус, а в пределах последнего — монтаж котла, который длится 7—8 мес при интервале между пусками блоков 5—6 мес. Поэтому монтаж котла начинают по завершении строительных работ в ячейке блока и работы ведут параллельно на двух котлах со сдвигом по срокам. Монтаж турбин ведется после полного закрытия ячейки блока при положительных температурах воздуха (зимой требуется отопление). Строительство и монтаж главного корпуса ведутся поточно-совмещенным методом: работы производятся одновременно на нескольких блоках, но со сдвигом по фазам; при этом каждый предыдущий блок имеет большую степень готовности, чем последующий (рис. 17.10), и строительно-монтажный персонал переходит от одного блока к другому блоку.

Очередность выполнения работ при одном из возможных методов поточно-совмещенного строительства показана на рис. 17.11. Линия 1 соответствует производству земляных работ. После того как вырыт

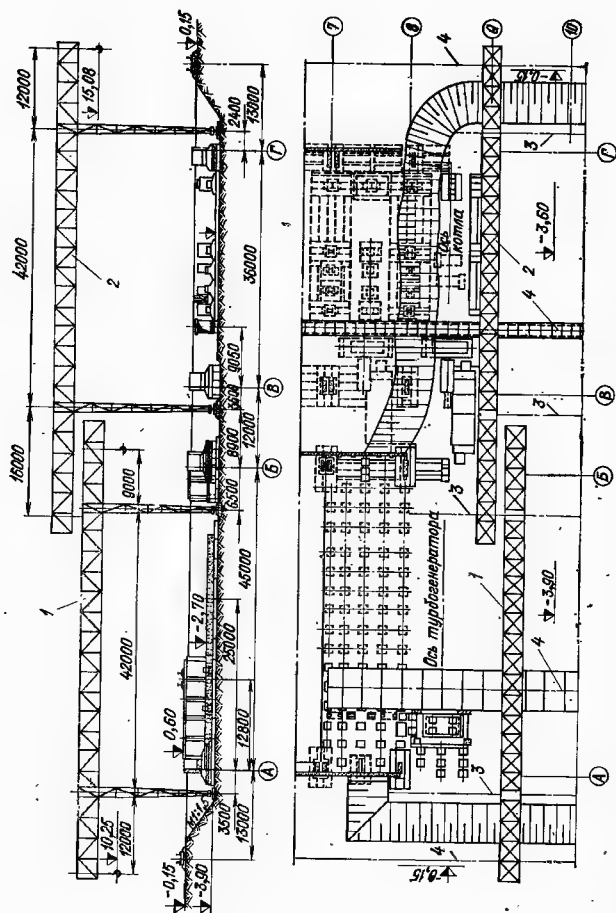


Рис. 17.8. Монтаж козловым краном строительных конструкций подземного хозяйства:
1 — козловой кран № 1; 2 — козловой кран № 2; 3 — подкрановые пути; 4 — железнодорожный путь

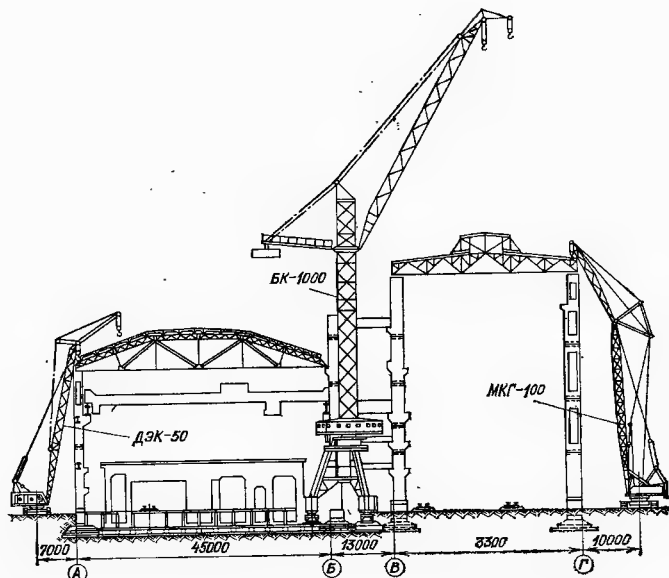


Рис. 17.9. Монтаж наземных строительных конструкций башенным и гусеничными кранами

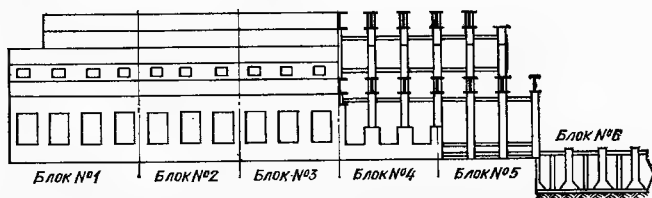


Рис. 17.10. Поточно-совмещенное строительство главного корпуса: блок № 1 — эксплуатация; блок № 2 — наладка; блок № 3 — монтаж оборудования; блок № 4 — монтаж стеновых панелей; блок № 5 — монтаж каркаса; блок № 6 — завершен монтаж подземного хозяйства

котлован на один блок (7 рядов колонн), начинается сооружение подземного хозяйства — линия 2. Далее с оставанием на семь рядов колонн возводятся наземные конструкции первого блока (линия 3), а наземные конструкции второго и последующих блоков начинают сооружать-

ся только после завершения всех подземных работ. Это объясняется следующим. Строительные конструкции наземной части первого блока подаются на монтаж со стороны постоянного торца. Для второго блока так делать нельзя, поскольку этому препятствует монтируемое

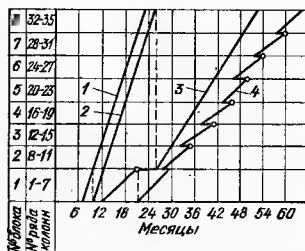


Рис. 17.11. График производства работ по главному корпусу:

1 — земляные работы; 2 — монтаж подземного хозяйства; 3 — монтаж наземных строительных конструкций; 4 — монтаж оборудования

оборудование первого блока (линия 4). Конструкции и оборудование блоков 2—8 должны подаваться на монтаж со стороны временного торца, но для этого необходимо закончить подземное хозяйство и на полу проложить пути для подвозки строительных изделий, элементов оборудования.

Совмещение строительных и монтажных работ дает тем меньший выигрыш во времени, чем выше темпы строительства. Кроме того, при высоких темпах производства всех работ становятся особенно ощутимыми недостатки совмещенных графиков: взаимный учет требований строителей и монтажников ограничивает маневренность и сужает возможности как первых, так и вторых. В связи с этим в порядке крупного промышленного эксперимента на Ладыжинской ГРЭС (6×300 МВт) вначале были выполнены строительные работы по главному корпусу на полную мощность электростанции, а уже затем производился монтаж оборудования. Электростанция была сооружена за 44 мес вместо 59 по нормам. При таком производстве работ улучшилось использование механизмов, повысилась безопасность, уменьшились площади складов и укрупнительно-сборочных площадок, уменьшилось количество работающих в период максимума. Продолжитель-

ность строительства главного корпуса Ладыжинской ГРЭС составила 9 мес вместо 24 по нормам. Если бы не это обстоятельство, то раздельный график работ привел бы к удлинению сроков строительства. Поэтому необходимым условием раздельного ведения монтажа и строительства являются высокие темпы строительных работ.

Планирование строительных и монтажных работ ведется исходя из установленных сроков пуска агрегатов. На календарном плане (табл. 17.1) указываются сроки начала и окончания работ в соответствии с технологической последовательностью их выполнения. На каждый месяц или квартал устанавливается объем строительства и монтажа.

Нарращивание темпов ведения работ должно быть постепенным и заканчиваться в начале основного периода. В дальнейшем эти темпы сохраняются на одном уровне до пуска первого блока, после чего постепенно снижаются. К моменту пуска первого блока выполняется более 50 % общего объема строительно-монтажных работ, поэтому этот период является наиболее напряженным.

Для наглядности планирование работ удобно производить с помощью сетевых графиков (рис. 17.12): На графике все одноименные работы располагаются на одной горизонтали (например, «Временные сооружения», или «Дороги», или «Дымовые трубы»).

Каждый вид работ разделен на последовательные этапы (очереди) с помощью кружков с цифрами внутри. Каждый последующий этап расположен правее предыдущего. Стрелки между кружками есть графическое изображение этапа. Номер в кружке на конце стрелки является условным шифром этапа. Например, этап монтажа оборудования блока № 3 имеет условный шифр 22. Цифры под стрелками указывают на продолжительность этапа в днях или месяцах. Работы на графике распо-

Таблица 171. Календарный план строительных и монтажных работ

Объекты	Объем работ по месяцам строительства, млн.руб.											
	Объем работ, млн.руб.			Основной период						Заключительный период		
	Всего	Подготовительный период	до пуска блока №1	1-й год	2-й год	3-й год	4-й год	5-й год	6-й год	7-й год	8-й год	9-й год
Подготовка, освоение и благоустройство территории	2,2	1,3	1,7	0,5	0,7	0,5						
Временные производственные здания и сооружения	8,5	4,5	8,5	1,5	2,5	1,5	0,5					
Внутриплощадочные дороги и транспортные объекты	3,0	1,7	3,0	0,3	1,2	0,8	0,7					
Подземное хозяйство главного корпуса	8,0		8,0		0,6	1,3	1,3	1,3	0,9			
Наземные строительные конструкции	11,5	3,1			0,7	1,2	1,2		0,3	1,2	1,2	1,2
Оборудование главного корпуса	25,0		5,0					1,5	2,0	2,0	2,0	2,0
Дымовые трубы и газопроводы	6,1	2,8			0,3	0,6	0,6	0,4	0,2	0,2	0,3	0,6
Топливное хозяйство	6,5	4,3			0,2	0,5	0,5	0,7	1,0	0,8	0,8	0,5
Техводоснабжение	23,5	14,0			1,0	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,4	1,4
Прочие объекты	26,3	1,3	14,0	0,6	0,7	1,4	2,3	2,3	1,7	1,7	1,7	1,6
Всего	121,5	38,8	84,4	2,6	5,0	6,1	7,3	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8

Подготовительный период

Пуск блока №1

Пуск блока №2

Пуск блока №4

Пуск блока №5

Пуск блока №6

Пуск блока №7

Пуск блока №8

Пуск блока №9

Пуск блока №10

Пуск блока №11

Пуск блока №12

Пуск блока №13

Пуск блока №14

Пуск блока №15

Пуск блока №16

Пуск блока №17

Пуск блока №18

Пуск блока №19

Пуск блока №20

Пуск блока №21

Пуск блока №22

Пуск блока №23

Пуск блока №24

Пуск блока №25

Пуск блока №26

Пуск блока №27

Пуск блока №28

Пуск блока №29

Пуск блока №30

Пуск блока №31

Пуск блока №32

Пуск блока №33

Пуск блока №34

Пуск блока №35

Пуск блока №36

Пуск блока №37

Пуск блока №38

Пуск блока №39

Пуск блока №40

Пуск блока №41

Пуск блока №42

Пуск блока №43

Пуск блока №44

Пуск блока №45

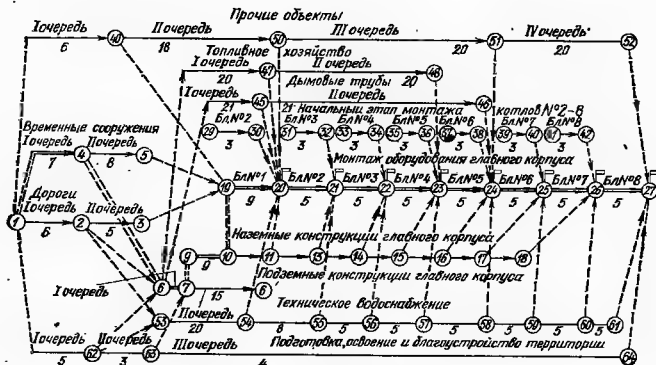


Рис. 17.12. Сетевой график строительства ГРЭС (8×300 МВт)

лагаются слева направо в последовательности их выполнения. Так, например, перед началом возведения подземных конструкций главного корпуса (кружок с цифрой 6) должны быть выполнены работы 2, 4, 62. Это отражено на графике стрелками, идущими слева направо от указанных работ к кружку с цифрой 6. Совокупность последовательно выполняемых работ, требующих в сумме наибольшего времени и определяющих весь срок строительства, называется критическим путем. На рис. 17.12 критический путь до окончания строительства всей ГРЭС образуется линией 1-4-6-7-9-10-19-20-21-22-23-24-25-26 - 27. Именно на работы критического пу-

ти должно быть обращено особое внимание, поскольку от них в наибольшей мере зависит своевременный пуск агрегатов.

ВОПРОС К СЕМНАДЦАТОЙ ГЛАВЕ

1. На какой стадии проектирования определяются типы и количество основных строительно-монтажных механизмов?
2. Какие работы выполняются в подготовительный, основной и завершающий периоды сооружения ТЭС?
3. Какие временные сооружения необходимы для тепломонтажных работ?
4. В чем преимущество блочной поставки оборудования?
5. Какие грузоподъемные механизмы используются для монтажа оборудования в главном корпусе?
6. По рис. 17.12 определите продолжительность строительства до полного пуска топливоподачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гирифельд В. Я., Морозов Г. Н. Тепловые электрические станции. Учебник для учащихся техникумов. М.: Энергия, 1973. 240 с.
2. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. Учебник для вузов по специальности «Тепловые электрические станции». Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Энергия, 1976. 447 с.
3. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. Учебник для вузов. 5-е изд., перераб. М.: Энергоиздат, 1982. 360 с.
4. Гирифельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. Учебник для вузов. М.: Энергия, 1980. 288 с.

5. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1974. 359 с.
6. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы. Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981. 200 с.
7. Зайдель В. А. Строительство и монтаж тепловых электростанций. М.: Энергия, 1970. 200 с.
8. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. Изд. 13-е, перераб. и доп. М.: Энергия, 1977. 288 с.
9. Нормы технологического проектирования тепловых электростанций и тепловых сетей. М.: ВНИИ, 1981. 121 с.

Аварийность 12
Аварийный впрыск питательной воды 100
Адиабатный теплообмен 21
Аккумуляторная способность адиабат 135
Аккумуляторный бак питательной воды 81
Аэрация конденсата 54

B

Базовый год 11
Бак запаса обессоленной воды 82, 158
«Баласовская» нагрузка горячего водоснабжения 140
Бассейн для охлаждения и выдержки 16
Бездезараторная схема 44
Биологическая защита 15, 16, 202
Блочная обессоливающая установка 81, 153
Блочный щит управления 101

B

Вентиляционный пропуск пара 166
Ветроустойчивость извержения энергоблока 35, 204
Влажность пара за турбиной 28, 29, 37
Внутренний абсолютный КПД турбины 23, 26
— относительный КПД турбины 21
Внутренняя работа турбоустановки с отборами пара 25, 26
Внутривихревые потери пара и конденсата 59
Водо-водяной энергетический реактор (ВВЭР) 15, 123—125
Вращающийся резерв 110
Вспомогательное оборудование пароводяного тракта 61
Вторичный контур АЭС 16
Высоконапорный парогенератор 174
Высота дымовой трубы 197

G

Гарантийные режимы турбины 159, 160
Гидравлические потери в главных паропроводах 98
Гидравлический КПД насоса 22
Гидравлический водный режим 57
Главные питательные трубопроводы энергоблока 300 МВт 79
Главные трубопроводы ТЭС 77
Годовая выработка электроэнергии 33
Годовой расход топлива энергоблока 18
Годовые издержки на эксплуатацию 17
Гравитация 15, 179—182, 208
— Геллера 181
График вентиляционной нагрузки 131
— нагрузки горячего водоснабжения 181, 132
— отопительной нагрузки 181, 132
— продолжительности наружных температур 132
— — отопительных нагрузок 132
— Росандера 10, 132, 157
— электрической нагрузки 8—10

D

Двухконтурные АЭС 124, 200
Двухступенчатый подогрев сетевой воды 151, 164, 168, 169
Деаэрационная колонка 54
Деятельный теплообмен пара в турбине 21
Диаграмма режимов теплофикационной турбины 159
— энергетических потоков конденсационного блока 31
— — турбоустановки 24
Диаметр магистрального теплопровода 143
Диапазон допустимых нагрузок энергоблока 107, 108
Добавочная вода 15
Дроссельное парораспределение 103
Дроссельный клапан 93
Дубль-блок 77
Дымовая труба 24, 197

E

Единая энергетическая система СССР 8

Ж

Жесткость подпиточной воды теплотсети 135

З

Зависимая система горячего водоснабжения 136
Закон Генри 54
Закрывающая система теплообменника 133, 134, 136
Замедлитель нейтронов 123
Замораживание средств 122
Замыкающее топливо 18
Замыкающие затраты 17
Запорная арматура 86—90
— задвижка 87, 88
Затраты, виды 116
— годовые эксплуатационные 120, 121
Затяг компенсатора 67
Захват нейтрона 122
Зона свободного режима АЭС 199
— строгого режима АЭС 199, 202

И

Излом характеристики энергоблока 18, 19
Испаритель 58—60

K

Капиталовложения удельные 17
Категория трубопровода 64
Катодная защита от блуждающих токов 142
Качественное регулирование теплоты 138
Качество дистиллята испарителей 57
— питательной воды котлов 57
— подпиточной воды теплотсети 134, 135
Клапан постоянного расхода 98, 99
Классификация аварий и отказов 112, 115
Комбинированная выработка теплоты и электроэнергии 130, 145
Конденсатный насос 44, 62—65, 81
Конденсатоотводчик 89, 90
Конструкторский расчет подогревателя 50
Коэффициент воспроизводства ядерного топлива 128
— готовности энергоблока 12
— заполнения трубной доски подогревателя 50
— местного сопротивления 98
— полезного действия нетто турбоустановки 23, 26
— — цикла Ренкина 34
— — электростанции брутто 32
— — нетто 32
— теплового потока 32
— теплоотдачи от пара к стенке 48
— — стенки к кипящей воде 60
— теплофикации 156
Кратность охлаждения 176

Л

Личный компенсатор 93, 94

M

Максимальная температура сетевой воды 134, 137
Маневренный энергоблок с турбиной Т-180-130 170
Медленные (тепловые) нейтроны 123
Мобильность турбоустановок энергосистемы 111
Моноблок 77, 81

N

Наброс нагрузки 112
Надежность работы энергоблока 35
Нагрев в подогревателе питательной воды, 89, 41
— — сетевой воды 169
Нейтральная точка тепловой сети 135
Нейтральный водный режим 14, 44
Номинальная мощность энергоблока 19, 20
Нормативный коэффициент эффективности капиталовложений 17, 121
Нормирование переменных 167
Нормы качества питательной воды 57
— подпиточной воды теплотсети 134, 135

O

Оборудование I контура АЭС 15
Обратный затвор 88, 89
Общая жесткость питательной воды 57
Объединенная энергетическая система 8
Объемный КПД насоса 22
Одноконтурная АЭС 124, 201
Одноступенчатый подогрев сетевой воды 164, 168

Однотрубная система теплоснабжения 138
Опоры трубопроводов 95—97
Оптимальная степень регенерации 39, 40
— температура питательной воды 27, 28
— промежуточного перегрева 30
Оптимальное давление промежуточного перегрева 31
Отбор пара на собственные нужды 101
Отказ по вине персонала 112
— I степени 11, 112, 113, 115
Открытая система теплоснабжения 136, 138
Открытое распределительное устройство 15, 207
Отопительная характеристика здания 131
Отопительный отбор пара 147
— сезон 130—132
Отражатель нейтронов 123

П

Падение давления в трубопроводе 97—98
Пароводяной тракт 14, 69
— блока 300 МВт, выбор оборудования 62, 83
Парогенератор АЭС 16
Паропреобразователь 61, 149, 150
Первый контур АЭС 127, 128
Питательный насос 44, 65—68
— регулирование 66
— характеристика 66
— турбонасос 67, 68, 62, 83
Плотность орошения градирни 180
Повышение энтальпии воды в насосе 43
Подвески трубопроводов 95—97
Подогреватель высокого давления 44
— низкого давления поверхностный 45
— смешивающий 24, 44, 51, 81
Подпитка тепловой сети 134, 146
Подпиточный насос теплосети 143, 158
Подхват электрической нагрузки 110
Показатели ГТУ 171
Полезная работа цикла Ренкина 21
Полный КПД насоса 22, 66
— сброс нагрузки блока 101
Постоянная Больцмана 123
Потери с выходной скоростью пара в турбине 41
Потребительские отключения 112
Пределы отклонения частоты 8
Предельная температура применения стали 36
Предельно допустимая концентрация выбросов 197
— температура трубопроводов 85
Предохранительный клапан 89, 90
Приведенные затраты 17
Приведенный теплоперепад турбины 76, 146
Принципальная тепловая схема блока 300 МВт 69, 70
— КЭС с барабанным котлом 69
— турбоустановки Т-100-130 150—152
— Т-130 153
— Т-250 152, 153
— ТЭЦ с турбиной ПТ-60-130 149
Пробное давление 91
Пролет главного корпуса ТЭС 185
Промежуточный нагрев рабочего тела ГТУ 173—
отсек турбины Т-100-130 164—186
— перегрев пара 14, 28, 100
— теплоноситель 129
Промышленный отбор пара 147
Протечки пара через концевые уплотнения 70
Противоаварийная карта 113—115
Пруд-охладитель 178, 179
Пускобросная быстродействующая установка 79
Пуск энергоблока 19, 107—109
Пьезометрический график теплотести 143

Р

Работа сжатия в компрессоре ГТУ 171
— воды в насосе 21
Рабочее время энергоблока 16, 19
— давление трубопровода 91
Радиальная водяная теплосеть 141
Раздельное производство теплоты и электро-
энергии 145
Располагаемая теплота турбины 21
Растяжка компрессора 94
Расход воды на впрыск 98
— топлива на отопительный сезон 157
— на производство теплоты 147
— — электроэнергии 148
— условного топлива удельный 17, 148
— электроэнергии на перекачку воды в тепло-
сети 144

Расчет тепловой схемы блока 300 МВт 71—76,
101—102, 105—107
— турбины ПТ-60-130 160—163
— толщина стенки трубы 85, 86
Расчетная наружная температура 131, 138
Расчетные показатели энергоблока 19
Расширитель 61
Реактор водо-водяной 123—125
— газографитовый 123, 124
— канальный 126
— корпусный 124
— на быстрых нейтронах 128, 129
Регенеративная схема турбоустановки 25
Регенеративный отбор пара 24
— подогреватель поверхностный 24, 81
— смешивающий 24, 44, 51, 81
Регулирование мощности скользящим давлением
пара 101
— температуры промежуточного перегрева па-
ра 100
Регулирующий клапан 88, 89
Резерв в энергосистеме 11, 12, 204
РБУ быстродействующая (БРБУ) 99

С

Самокомпенсация трубопровода 92
Саморегулирование 111
Связанное регулирование теплотести 136
Собственность электроэнергетики ТЭС 121
Сепаратор-парогенератор 128
Сетевая подогревательная установка 154
Сетевой график 217
Сетевой насос 68, 143, 158
— подогреватель вертикальный 61, 62
— горизонтальный 61—63, 158
Сифон 177, 178
Скользящее начальное давление пара 101, 103
Скорость воды в поверхностном подогревате-
ле 49
— в пара в трубопроводах 85
— изменения нагрузки котла 108
— турбины 107
— электрической нагрузки 107
Снижение уровня воды в деаэраторе 56, 114
Собственные нужды электростанции 15, 31, 32
Содержание кислорода в питательной воде 54,
56, 67
— подпиточной воде теплотести 135
Средние кристаллы в питательной воде 57
Сопловое парораспределение 103
Средняя логарифмическая разность температур 47
Срезка температурного графика теплотести 140
Степень регенерации ГТУ 173
Струйный насос — элеватор 134
Ступени начального давления пара 25
Суточный график нагрузки 18
Схема главных паропроводов моноблока 300 МВт 78
— секционная 77, 153—155
— ГТУ 171—173
— питательных трубопроводов ТЭС с попереч-
ными связями 79, 80
— технического водоснабжения 176

Т

Температурный график теплотести 138—140
Тепловой баланс испарителя 58
— подогревателя 26
— расчет поверхностности ПНД 47—50
Теплоуделяющий элемент реактора 123
Тепловые потери в теплотести 144
Теплота отборного пара 27
— отработавшего пара 21, 22
Теплофикационная турбоустановка 149
— с регулируемыми отборами пара 146, 147,
156
Термический КПД цикла Ренкина 21
Термическое обессоливание 57
Технико-экономические показатели энергоблока 17
Техническая документация на строительство ТЭС 208, 209
Технический минимум нагрузки энергоблока 9,
19, 20, 107, 108
Типовой абонтест теплотести 141
— проект АЭС с ВВЭР-1000
Топливная характеристика энергоблока 18, 19
Топливные элементы реактора АЭС 16
Топливный тракт АЭС 16
Топливоспользование 10
Топливо растопочное 13
Трехконтурная схема АЭС 129

Трехступенчатый подогрев сетевой воды 164—
167, 168
Тройник 86
Турбоустановка К-500-240 77
— К-800-240 77

У

Удельная внутренняя работа в турбине 21
— выработка электроэнергии на тепловом потреблении 146
Удельные капиталовложения 37, 116
Удельный прирост расхода топлива 18
— расход теплоты 23
— топлива на отпущенную электроэнергию 10, 11, 32, 33
Узел питания котла 80
Укрупнительно-сборочная площадка 211
Условное давление 91
Условный проход трубопровода 91
Установка «мгновенного» вскипания 61

Ф

Фасонные части трубопроводов 86, 91
Формула Флюгеля 103

Х

Химическое обессоливание 57

Ц

Цикл Ренкина 21

Ч

Число Авогадро 123
— часов использования установленной мощности 33

Ш

Шаг главного корпуса ТЭС 185
Штатный коэффициент 17, 116

Э

Эксплуатационный КПД электростанции 33
Энергетический баланс турбоустановки 29

Я

Ячейка главного корпуса ТЭС 185

ВНИМАНИЮ

учащихся техникумов,
работников научно-технических библиотек!
Энергоатомиздат выпустит в 1987 г. учебную литературу
для техникумов:

Микуцкий Г. В., Скитальцев В. С. Высокочастотная связь по линиям электропередачи. — 3-е изд., перераб. и доп. — (I кв.). — 26,5 л. 1 р. 10 к.

Резников М. И., Липов Ю. М. Котельные установки электростанций. — 3-е изд., перераб. — (III кв.). — 33 л., 1 р. 30 к.

Рожкова Л. Д., Козупин В. С. Электрооборудование станций и подстанций. — 3-е изд., перераб. и доп. — (IV кв.). — 43 л., 1 р. 60 к.

Чистяков С. Ф., Чистяков В. С. Монтаж средств измерений и автоматизации теплоэнергетических процессов на электростанциях. — 3-е изд., перераб. — (I кв.). — 19 л., 90 к.

Янкбевенко В. С., Арсенюк С. С., Царик В. М. Расчет и конструирование элементов электропривода. — (III кв.). — 10 л., 1 р. 10 к.

С аннотациями на эти книги Вы можете ознакомиться в тематическом плане выпуска литературы Энергоатомиздата на 1987 г., который поступает во все магазины, распространяющие научно-техническую литературу.

Предварительные заказы на эти книги принимают все магазины научно-технической литературы.

Для получения книг по предварительным заказам покупателю необходимо оставить в книжном магазине почтовую открытку с указанием обратного адреса, автора и названия книги, номера книги по плану.

Организации могут заказать книги через магазины гарантийными письмами. Книжные магазины принимают предварительные заказы до 1 ноября 1986 г.

Своевременное оформление заказов — гарантия того, что Вы приобретете интересующую Вас книгу.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие ко второму изданию			
Введение	3		
В.1. Производство и потребление электроэнергии	4	4.2. Регенеративные подогреватели низкого давления	45
В.2. Энергоресурсы и топливный баланс	5	4.3. Подогреватели высокого давления	52
В.3. Энергетическая программа СССР на длительную перспективу	6	4.4. Деаэраторы	54
В.4. Электрические станции и энергетические системы	8	4.5. Испарители, паропреобразователи, расширители	57
		4.6. Сетевые подогреватели	61
		4.7. Конденсатные, питательные, сетевые насосы	62
Глава первая		Глава пятая	
Технологические схемы и экономическая эффективность тепловых электростанций	13	Тепловая схема ТЭС	69
1.1. Технологические схемы ТЭС и АЭС	13	5.1. Принципиальная тепловая схема ТЭС	69
1.2. Экономическая эффективность ТЭС	17	5.2. Расчет тепловой схемы конденсационного энергоблока	71
		5.3. Полная тепловая схема энергоблока	77
		5.4. Выбор оборудования пароводяного тракта	80
Глава вторая		Глава шестая	
Энергетический баланс и тепловая экономичность ТЭС	21	Станционные трубопроводы	84
2.1. Энергетические показатели цикла Ренкина и простых турбоустановок	21	6.1. Трубопроводы ТЭС и требования к ним	84
2.2. Регенеративный подогрев питательной воды	24	6.2. Элементы трубопроводов	84
2.3. Выбор параметров регенеративных отборов	26	6.3. Стандарты на трубопроводные изделия	91
2.4. Турбоустановки с промежуточным перегревом пара	28	6.4. Компенсация температурных удлинений	92
2.5. Оптимальные параметры промежуточного перегрева пара	29	6.5. Прокладка и крепление трубопроводов	95
2.6. Баланс мощности и тепловая экономичность конденсационных электростанций	31	6.6. Гидравлический расчет трубопроводов	97
		6.7. Редукционно-охладительные установки	98
Глава третья		Глава седьмая	
Основные параметры и единичные мощности агрегатов ТЭС	34	Режимы работы конденсационных энергоблоков	100
3.1. Начальное давление пара и мощность турбин	34	7.1. Особенности блочных установок	100
3.2. Температура перегрева пара	36	7.2. Режимы при номинальной нагрузке с отборами пара на собственные нужды	101
3.3. Температура питательной воды	38	7.3. Режимы частичных нагрузок энергоблоков	102
3.4. Конечные параметры пара	41	7.4. Маневренность энергоблоков	107
Глава четвертая		7.5. Мобильность энергоблоков	110
Элементы тепловой схемы ТЭС	43	7.6. Отказы и аварии	112
4.1. Система регенеративного подогрева питательной воды	43	7.7. Аварийные ситуации	112

Глава восьмая

Технико-экономические показатели и методика сравнения вариантов строительства ТЭС	116
8.1. Основные технико-экономические показатели ТЭС	116
8.2. Структура капиталовложений в тепловые электростанции	116
8.3. Влияние единичной мощности блоков и мощности КЭС на капиталовложения	118
8.4. Капиталовложения в ТЭС	119
8.5. Эксплуатационные затраты и себестоимость продукции ТЭС	120
8.6. Приведенные затраты	121

Глава девятая

Атомные электростанции	122
9.1. Ядерные реакторы	122
9.2. Тепловые схемы АЭС	124
9.3. Реакторы-размножители	128

Глава десятая

Централизованное теплоснабжение и тепловые сети	130
10.1. Системы теплоснабжения	130
10.2. Регулирование отпуска теплоты с горячей водой	138
10.3. Тепловые сети	141

Глава одиннадцатая

Теплоэлектроцентрали	145
11.1. Тепловая экономичность теплоэлектроцентралей	145
11.2. Принципиальные тепловые схемы ТЭЦ	149
11.3. Полная тепловая схема ТЭЦ	153
11.4. Выбор основного и вспомогательного оборудования ТЭЦ	155

Глава двенадцатая

Режимы работы ТЭЦ	159
12.1. Режимы работы теплофикационной турбоустановки с промышленным и отопительным отборами	159
12.2. Режимы турбоустановки Т-100-130	163
12.3. Аналитические многофакторные характеристики теплофикационных турбин	167
12.4. Маневренность ТЭЦ	170

Глава тринадцатая

Газотурбинные, паровые и магнитогидродинамические электростанции	171
13.1. Газотурбинные электростанции	171
13.2. Паровые электростанции	174
13.3. Электростанции с магнитогидродинамическими установками (МГДУ)	175

Глава четырнадцатая

Техническое водоснабжение	175
14.1. Потребители технической воды	175
14.2. Системы водоснабжения с использованием рек и водоемов	177
14.3. Системы водоснабжения с искусственными охладителями	179

Глава пятнадцатая

Компоновка главных корпусов ТЭС и АЭС	182
15.1. Типы компоновок ТЭС и требования к ним	182
15.2. Компоновка котельного и бункерного отделений. Выбор дымовых труб	192
15.3. Компоновки машинного и деаэрационного отделений	198
15.4. Компоновки главного корпуса АЭС	199

Глава шестнадцатая

Место строительства, мощность ТЭС и ее агрегатов	202
16.1. Место строительства и мощность электростанции	202
16.2. Количество и мощность блоков	203
16.3. Требования к площадке строительства ТЭС	204
16.4. Размещение сооружений на площадке электростанции	205

Глава семнадцатая

Строительство тепловых электростанций	208
17.1. Организационные основы строительства ТЭС	208
17.2. Продолжительность строительства ТЭС	209
17.3. Временные сооружения и строительный план	210
17.4. Производство и планирование работ	211
Список литературы	219
Предметный указатель	220